

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»

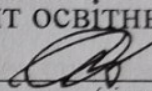
«05» 06 2026 p.

ст. викладач
(посада, науковий ступень, вчене звання)

(підпис) **Швець І.А.**

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально науковий інститут

Кафедра «Двигуни та енергетичні установки»
Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
« 12 » 01 2026 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Васильченко Дмитру Ігоровичу

1. Тема роботи: «Підвищення надійності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 600 кВт, за рахунок вдосконалення конструкції кільця. Прототип 8ЧН 25/34.»

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 12.01.26 за № 7.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 12.05.26 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 8ЧН 25/34, номінальною потужністю 441 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів):
Вступ.

Розділ 1. Опис двигуна-прототипу та об'єкту його встановлення.

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Вдосконалення конструкції поршневого кільця.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.
Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення електростанції (ГК), 2. Двигун 8ЧН 25/34 (СК)
3. Шатунно-поршнева група (СК) 4. Поршневе кільце (РК).

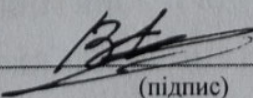
Консультанти розділів роботи			
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання при
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «12» січня 2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

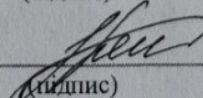
Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Приміт
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	16.02.2026	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	10.03.2026	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	27.03.2026	
4.	Вдосконалення конструкції поршневого кільця	31.03.2026	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	14.04.2026	
6.	Робота з кресленням об'єкту встановлення двигуна	16.04.2026	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	17.04.2026	
8.	Робота з кресленням шатунно-поршневої групи.	23.04.2026	
9.	Робота з робочим кресленням поршневого кільця.	24.04.2026	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	28.04.2026	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2026	

Студент


(підпис)

Васильченко Д.І.

Керівник роботи


(підпис)

Швець І.А.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання, запропоновано рішення щодо підвищення надійності роботи стаціонарної електростанції потужністю 600 кВт, спроектованої на базі дизельного двигуна-прототипу 8ЧН 25/34, за рахунок вдосконалення конструкції кільця.

Описано об'єкт встановлення двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція. Розглянуто та описано конструктивні особливості і принцип роботи дизельного двигуна-прототипу 8ЧН 25/34, а також умови його експлуатації у складі стаціонарної електростанції.

Виконано розрахунок основних параметрів робочого циклу двигуна, на підставі якого побудовано теоретичну та дійсну індикаторні діаграми. Визначено сили та моменти, що діють у кривошипно-шатунному механізмі двигуна, а також складові зовнішнього теплового балансу.

Проаналізовано конструкцію штатного кільця дизельного двигуна та умови його роботи. Виявлено основні причини зниження надійності та довговічності кільця в процесі експлуатації двигуна. Запропоновано вдосконалену конструкцію кільця, що забезпечує підвищення надійності роботи двигуна, зменшення зносу та покращення експлуатаційних показників стаціонарної електростанції. Проведено порівняльний аналіз основних параметрів штатної та запропонованої конструкцій кільця.

Розглянуто питання охорони праці та безпеки під час експлуатації і ремонту дизельного двигуна. Проаналізовано вплив роботи проектного дизеля на навколишнє середовище, визначено основні шкідливі фактори, а також запропоновано заходи щодо зниження рівнів шуму та вібрації.

Ключові слова: стаціонарна електростанція, дизельний двигун, надійність, робочий цикл, кільце, знос, вібрація, шум.

Annotation

In the qualification thesis, in accordance with the assignment, a solution is proposed to increase the operational reliability of a stationary power plant with a capacity of 600 kW, designed on the basis of the prototype diesel engine 8ChN 25/34, by improving the design of the ring.

The object of engine installation, which is a stationary diesel generator power plant, is described. The design features and operating principles of the prototype diesel engine 8ChN 25/34 are considered and described, as well as the conditions of its operation as part of a stationary power plant.

The calculation of the main parameters of the engine working cycle has been performed, on the basis of which theoretical and actual indicator diagrams have been constructed. The forces and torques acting in the crank mechanism of the engine, as well as the components of the external heat balance, have been determined.

The design of the standard engine ring and its operating conditions are analyzed. The main causes of reduced reliability and durability of the ring during engine operation are identified. An improved ring design is proposed, which ensures increased engine reliability, reduced wear, and improved operational performance of the stationary power plant. A comparative analysis of the main parameters of the standard and the proposed ring designs is carried out.

Issues of occupational safety and labor protection during operation and maintenance of the diesel engine are considered. The environmental impact of the operation of the designed diesel engine is analyzed, the main harmful factors are identified, and measures to reduce noise and vibration levels are proposed.

Keywords: stationary power plant, diesel engine, reliability, working cycle, ring, wear, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	10
1.1. Опис установки та обґрунтування вибору генератору	10
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу	14
1.3 Висновки по розділу	23
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	24
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	24
2.2. Побудова індикаторної діаграми	37
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	44
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	52
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	59
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПОРШНЕВОГО КІЛЬЦЯ	61
3.1 Умови роботи та конструкція поршневих кілець	61
3.2. Розрахунок деталей поршневої групи	71
3.3 Висновки по розділу	82
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	83
4.1. Захист навколишнього середовища	83
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	94
4.3 Висновок по розділу	98
ВИСНОВКИ	99
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	100

ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікація дизель-генераторна електростанція

Додаток 2 Специфікація двигун 8ЧН 25/34

Додаток 3 Специфікація ШПГ

ВСТУП

Стаціонарні дизельні електростанції широко застосовуються для основного та резервного електропостачання промислових, інфраструктурних і спеціальних об'єктів. В умовах тривалої роботи під навантаженням до них висуваються підвищені вимоги щодо надійності, довговічності та стабільності техніко-економічних показників. Порухення безперервності роботи таких установок може призводити до значних матеріальних збитків та зниження рівня безпеки об'єктів.

Прагнення до підвищення ефективності енергетичних установок зумовило роботу дизельних двигунів у режимах, близьких до граничних для матеріалів основних деталей.

У результаті цього зростає ймовірність відмов та прискореного зносу елементів двигуна. Досвід експлуатації середньообертових дизелів типу 8ЧН 25/34 свідчить, що значні навантаження припадають на деталі циліндро-поршневої групи.

Особливо вразливими є кільця, які працюють в умовах високих температур, тисків і змінних механічних навантажень. Їх знос або пошкодження призводить до погіршення герметичності камери згоряння, зниження потужності та зростання витрати палива, що негативно впливає на надійність роботи електростанції в цілому.

У зв'язку з цим **актуальним є завданням** є підвищення надійності стаціонарної електростанції потужністю 600 кВт, створеної на базі дизельного двигуна-прототипу 8ЧН 25/34, шляхом удосконалення конструкції кільця. Реалізація такого рішення дозволить підвищити довговічність двигуна та забезпечити безпечну експлуатацію електростанції.

Мета роботи: полягає в тому, щоб вирішити завдання щодо підвищення надійності та довговічності роботи стаціонарної електростанції потужністю 600 кВт, спроектованої на базі дизельного двигуна-прототипу 8ЧН 25/34, шляхом удосконалення конструкції кільця з урахуванням умов його роботи та експлуатаційних навантажень.

Завдання, які необхідно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати будову і призначення стаціонарної електростанції потужністю 600 кВт;
- ознайомитись з конструкцією дизельного двигуна-прототипу 8ЧН 25/34, а також з принципами роботи його основних систем і механізмів;
- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна, побудувати теоретичну та дійсну індикаторні діаграми, розрахувати значення сил і моментів, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, а також обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- проаналізувати конструкцію штатного кільця дизельного двигуна, умови його роботи та навантаження в процесі експлуатації, виявити основні причини зниження надійності та інтенсивного зносу, розробити та обґрунтувати вдосконалену конструкцію кільця, та виконати аналіз запропонованого рішення;
- проаналізувати фактори шкідливого впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, а також визначити можливі небезпеки, що можуть виникнути під час експлуатації та обслуговування двигуна, і надати рекомендації щодо їх усунення;
- представити запропоновані технічні рішення в графічній частині пояснювальної записки та на презентаційних слайдах.

Об'єктом дослідження в даній кваліфікаційній роботі є процеси, що відбуваються в циліндро-поршневій групі дизельного двигуна стаціонарної електростанції, та їх вплив на надійність роботи двигуна.

Предметом дослідження в даній роботі є конструкція кільця дизельного двигуна, умови його роботи та вплив конструктивних параметрів кільця на знос і надійність експлуатації стаціонарної електростанції.

Апробацію результатів роботи здійснено на всеукраїнській науково-практичній конференції молодих вчених і здобувачів вищої освіти «Актуальні аспекти науково-технічного і соціально-економічного розвитку України: погляд молоді» що проходила в травні 2026 року в Первомайському навчально-науковому інституті НУК.

РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПА ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.

1.1 Опис установки та обґрунтування вибору генератора.

1.1.1 Опис двигун-генераторної установки на базі двигуна-прототипу.

Стаціонарна автоматизована електростанція потужністю 545 кВт на базі дизель-генератора ДвГА-545, розміщена в капітальному приміщенні, призначена для використання як основне та резервне джерело електропостачання трифазним змінним струмом для промислових і комунальних об'єктів. Режим роботи – автономний або паралельний з електричною мережею необмеженої потужності.

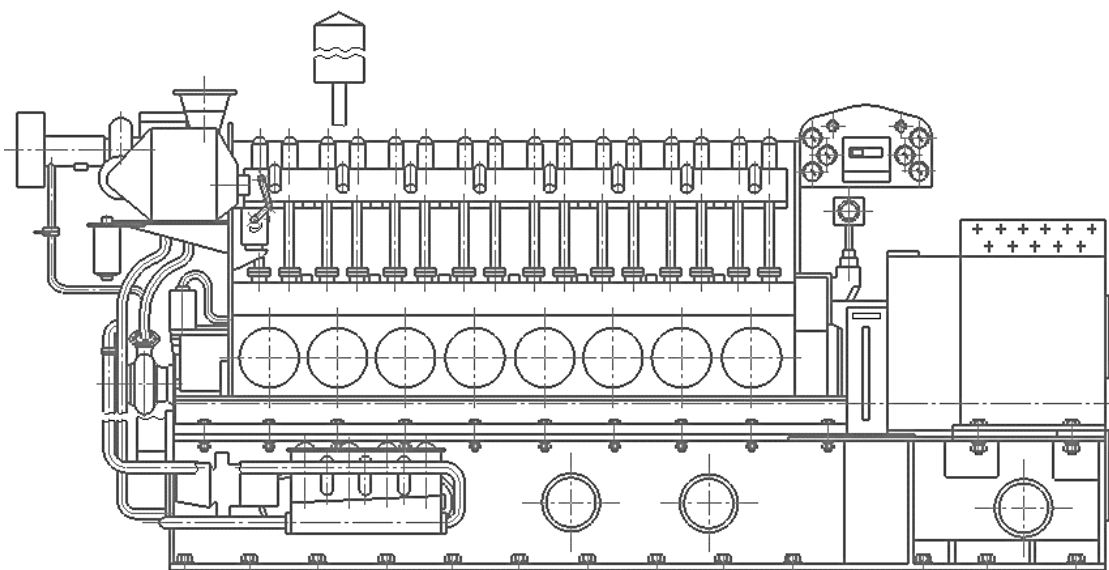


Рис. 1.1 – Загальний вигляд двигун-генератора ДвГА - 545

Електростанція забезпечує тривалу надійну роботу за наступних умов:

- температура повітря, що оточує дизель-генератор від $+8$ до $+45^{\circ}\text{C}$;
- температура зовнішнього повітря від -22 до $+47^{\circ}\text{C}$;
- відносна вологість не більш 88%;
- висота над рівнем моря до 1000 м;
- сейсмічність за шкалою Ріхтера до 8 балів.

Електростанція може працювати в ручному, автоматизованому і автоматичному режимі управління.

Дизель – генератор складається з дизеля 8ЧН 25/34 і синхронного генератора перемінного струму типу СГД2-17-36-16УХЛ4, змонтованих на сумісній рамі. Рама дизель-генератора зварної конструкції. Номінальна потужність дизель-генератора 545 кВт при номінальній частоті обертання 500 хв⁻¹. Дизель 8ЧН5/34 повністю закапотований.

Основним видом палива що, застосовується в даному двигуні є рідке легке дизельне пальне нафтового походження з кінематичною густиною при 20⁰С 3,5 – сСт. Силова установка розташована на фундаменті для зменшення вібрації та шуму. Приміщення має достатнє природне та штучне освітлення яке забезпечується великою кількістю віконних отворів.

Система вентиляції призначена для видалення з укриття надлишків тепла при роботі дизель-генератора і подачі свіжого (зовнішнього) повітря для забезпечення роботи двигуна. Система вентиляції складається з дахового вентилятора (витяжного) від якого повітря потрапляє до витяжного трубопроводу. Приміщення також вентилується приточною вентиляцією.

Електростанція має звукоізований пост керування, що має гарний огляд машинного приміщення. Він обладнаний пультом керування та панелями приладів, на яких імітовані схеми систем обслуговуючих установку, з точками від яких потрапляє інформація про стан установки.

В машинному приміщенні електростанції знаходиться обладнання для обслуговування двигуна, а саме: балон пускового повітря, компресор, бак мастила та розширювальний бачок води, теплообмінник утилізаційний є складовими елементами відповідно системи пуску, системи мащення, системи охолодження, та системи відводу вихлопу.

Блок охолодження циркуляційної води зовнішнього контуру та глушник-іскрогасник винесені з приміщення. Машинне приміщення обслуговується мостовим краном, що має висячу колодку з кнопками керування. Також в машинному приміщенні встановлена автоматизована протипожежна система.

1.1.2 Обґрунтування вибору генератору для двигун-генераторної установки

Визначимо основні технічні параметри двигун-генераторної установки

Початкові дані для розрахунку:

$P_e = 600$ кВт - номінальна ефективна потужність двигуна;

$U_H = 380$ В - номінальна лінійна напруга;

$n_H = 500$ хв⁻¹ - номінальна частота обертання ротору генератора;

$f = 50$ Гц - частота струму що генерується;

Номінальна фазна напруга, в В

$$U_{H.\phi} = \frac{U_H}{\sqrt{3}} = \frac{380}{\sqrt{3}} = 219.393$$

Ефективна потужність на валу електрогенератора, в кВт

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi}$$

де $\eta_{\Pi} = 0.985$ - коефіцієнт корисної дії передачі з'єднувальної муфти,
згідно [3 ст. 125] значення ККД $\eta_{\Pi} = (0,96...0,99)$

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 600 \cdot 0.985 = 591$$

Номінальна повна потужність на клеммах генераторної установки, в кВА

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi}$$

де $\cos\varphi = 0.85$ - коефіцієнт потужності, що залежить від типу генератора.

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi} = \frac{591.000}{0.850} = 695.294$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{H.\phi} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{695.294 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 1056.39$$

Розрахункова потужність, в кВА

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс}$$

де $k_{ерс} = 1.08$ - відношення електро-рушійної сили обмотки якоря на номіналі E_H до напруги U_H , згідно [1 ст. 7] $k_{ерс} = (1,05...1,1)$

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 695.294 \cdot 1.080 = 750.918$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{750.918 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 1140.901$$

Максимальна розрахункова потужність, з урахуванням пікових навантажень в мережі, в кВА

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H$$

де $k_H = 1.1$ - коефіцієнт навантаження генератора; згідно [4 ст. 253] рекомендоване значення $k_H = (1,05...1,15)$

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 750.918 \cdot 1.1 = 826.009$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{826.009 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 1254.991$$

Число пар полюсів генератора

$$p = \frac{60 \cdot f}{n_H} = \frac{60 \cdot 50}{500} = 6$$

Таким чином, на основі отриманих результатів обираємо генератор моделі СБГ 600-500, на базі якого буде створено двигун-генераторну установку моделі ДвГА - 600.

1.2 Опис двигуна прототипу.

В даному описі використані матеріали щодо будови двигуна-прототипу, його складових візлів, деталей, агрегатів та систем.

Дизель 8ЧН25/34 – чотиритактний, тронковий, простої дії, з газотурбінним наддувом, нереверсивний, призначений для роботи на дизельному паливі. Дизель використовується в якості приводу генератора.

Фундаментна рама відлита з чавуну, суцільна або зварно-складова, ночноподібної форми, забезпечена поперечними перегородками, посилена ребрами.

Внутрішня порожнина рами служить для збору мастила, яке стікає з деталей двигуна що підлягають тертю, і мастила після охолодження поршня.

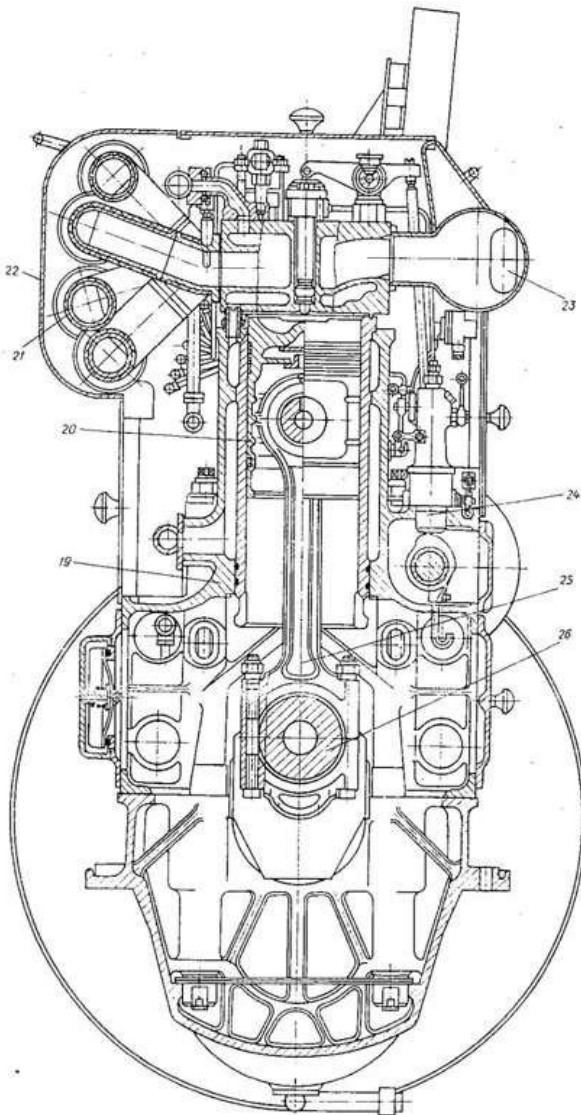


Рис. 1.2 – Поперечний розріз двигуна 8ЧН 25/34

В постелях, розточених в поперечних перегородках рами і кришках, встановлюються вкладиші рамових підшипників колінчастого валу. З обох боків по всій довжині, фундаментна рама має приливи з отворами для болтів кріплення двигуна до рами.

З боку вільного кінця валу двигуна до рами кріпиться кришка, на яку встановлюються два водяних і один масляний насоси, а з боку маховика – кожух фланця колінчастого валу з масло відбивним кільцем і сальниковим ущільненням. У днищі фундаментної рами дизеля 8ЧН 25/34 з цільною рамою – один зливний отвір знаходиться з боку переднього торця, а другий – посередині. На площині роз'єму блоку з рамою є канавка, в яку укладається гумовий шнур ущільнювача.

Блок-картер чавунний. У верхній частині блоку розміщені втулки робочих циліндрів. Простір між втулками і стінками блоку служить для циркуляції холодної води. Порожнина охолодження ущільнюється мідною прокладкою, що встановлюється під верхній борт втулки і двома гумовими кільцями, розташованими в кільцевих виточках нижнього поясу втулки робочого циліндру.

В проточку на верхньому торці втулки робочого циліндра встановлюється мідна прокладка. В отворах поперечних перегородок встановлюються анкерні пов'язі. Нижня частина блоку є частиною картера двигуна. Зі сторони розподілення по всій довжині блоку є горизонтальна полиця, на якій встановлені корпуси штовхачів впускних і випускних клапанів.

В порожнині під полицею розташований підшипник розподільного валу, один з яких (перший від маховика) упорний. Порожнина закрита щитами. Для доступу до механізму руху і рамових підшипників в нижній частині блоку з обох сторін передбачені люки зачинені кришками. На кришках люків зі сторони випуску встановлені запобіжні клапани.

До переднього торця блока кріпиться кожух шестерень приводу насосів та щит з кронштейнами для встановлення турбокомпресора. До заднього торця блоку кріпляться валик з комплектом проміжних шестерень, кожух шестерень приводу розподільного валу і щит з кронштейном для встановлення щита приладів.

У верхню полицю блока вкручені шпильки для кріплення кришок робочих циліндрів. Верхня частина бокових сторін блоку закрита щитами. У верхню полицю блоку вкручені шпильки для кріплення кришок робочих циліндрів. Кожен рамовий підшипник складається з нижнього і верхнього вкладишів, кришки підшипників з деталями кріплення. Вкладиші сталєво-бабітові. Від обертання і осьового зміщення вкладиші утримуються виступами.

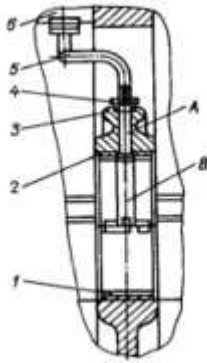


Рис. 1.3 – Рамовий поверхонь вкладишів до поверхонь розточок в підшипник.

1-вкладиш нижній; 2-вкладиш верхній; 3-кришка підшипника; 4-фланець; 5-трубка; 6-головна магістраль.

Упорний вкладиш від маховика має бронзові напівкільця, розташовані у виточках фундаментної рами. Упорні напівкільця можуть вийматися без виймання колінчастого валу.

Вкладиші у вільному стані мають перевищення по площині роз'єму відносно розточок в кришці і рамі, дякуючи чому після обтиску підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх

кришці рами. Вкладиші підшипників можуть вийматися та встановлюватися без виймання колінчастого валу за допомогою спеціальних пристроїв.

Кільцева канавка на внутрішній поверхні верхнього вкладишу рамового підшипника забезпечує безперервне надходження мастила до шатунних підшипників.

Втулка робочого циліндра виготовлена з чавуну, вставна. Нижній кінець втулки не закріплений і вона вільно подовжується при нагріванні під час роботи двигуна. У проточку на верхньому торці встановлюються мідні прокладки для ущільнення камери згоряння. Під час роботи двигуна, втулки змащуються мастилом, яке подається на дзеркало втулки циліндра рухомими частинами колінчастого валу та шатуна. Для кращого прироблення циліндро-поршневої групи (ЦПГ) двигуна внутрішня поверхня втулки фосфатується.

Кришка робочого циліндру виготовлена з чавуну, окрема для кожного циліндру, кріпиться до блок-картеру чотирма шпильками, які затягуються в перехресному порядку. На днищі кришки є борт, який входить в проточку на втулці робочого циліндру. Під борт для ущільнення камери згоряння встановлюється прокладка з відпаленої червоної міді. Вибором товщини цієї прокладки встановлюється висота камери згоряння. На стояках встановлена вісь, на якій розташовані два коромисла для приводу робочих клапанів. Змащення їх підшипників відбувається маслом з системи мащення двигуна.

На одному кінці коромисла є регулюючий гвинт з кухлевою головкою, що входить у сферичне заглиблення верхнього наконечника штанги штовхача. Для забезпечення високих ресурсів клапанів в кришку встановлюються сідла клапанів із спеціального сплаву, фаски випускних клапанів мають наплавлення твердим сплавом. Форсунка кріпиться до кришки спеціальною скобою, ущільнення форсунки у вогняному днищі мідною прокладкою. Порожнина палива відокремлена від масляної, є спеціальний дренаж.

Паливopроводи тиску і охолодження форсунок прокладені під закриттям кришки циліндра, що складається з корпусу закриття і легко знімної кришки.

На кришці змонтовані пусковий клапан, запобіжний клапан і індикаторний кран, які встановлені на спеціальному фланці. Зі сторони випуску розміщений

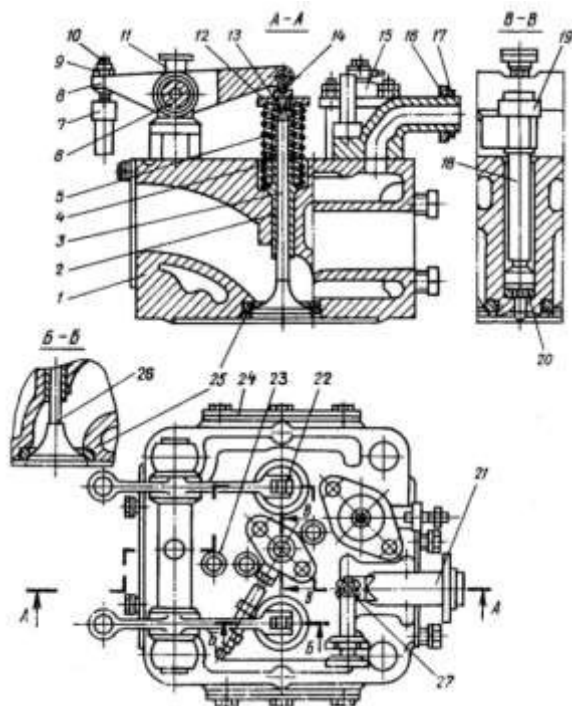


Рис. 1.4 – Кришка робочого циліндра.

1-кришка; 2-направляюча втулка; 3-впускний клапан; 4-пружина натискна; 5-пружина внутрішня; 6-вісь; 7-штанга; 8-коромисло; 9-контргайка; 10-гвинт натискний; 11-масльонка ковпачкова; 12-тарілка пружини; 13-замок конічний розрізний; 14-сухар; 15-пусковий клапан; 16,19-фланець; 17-гумове кільце; 18-форсунка; 20-прокладка; 21-переливна раковина; 22-ролик; 23-клапан запобіжний; 24-кришка люка; 25-сідло клапана; 26-випускний клапан; 27-клапан декомпресійний.

пусковий клапан, зі сторони впуску запобіжний клапан. Індикаторний кран встановлюється на кожній кришці циліндра, служить для приєднання приладу для виміру тиску в циліндрі. На корпусі є з одного боку різьблення для укручування крана в перехідник, з іншою – різьблення для приєднання приладів. Індикаторний кран відкривається і закривається уручну за допомогою ключа, що знаходиться в комплекті інструменту.

Колінчастий вал сталевий, суцільно кований, має сім рамових і шість шатунних шийок, при цьому остання рамова шийка не використовується. Мастило канавок рамових підшипників поступає до шатунних підшипників по каналах, які з'єднують рамові шийки з шатунами, міняючи внутрішні порожнини шийок.

Для викочування вкладишів рамових підшипників використовуються свердлення для проходу масла. На передньому кінці валу встановлені шестерні приводу масляного і водяного насосів.

Шестерня приводу масляного насоса болтами і штифтами жорстко сполучена з маточиною демпфуючої шестерні, пружними елементами якої є шість пружин з грибками.

Демпфуюча шестерня насаджена на маточину, яка шпонкою жорстко сполучена з колінчастим валом. Від осьового зміщення шестерня утримується упорним кільцем з одного боку і кільцем опорним та чотирма болтами з другого боку.

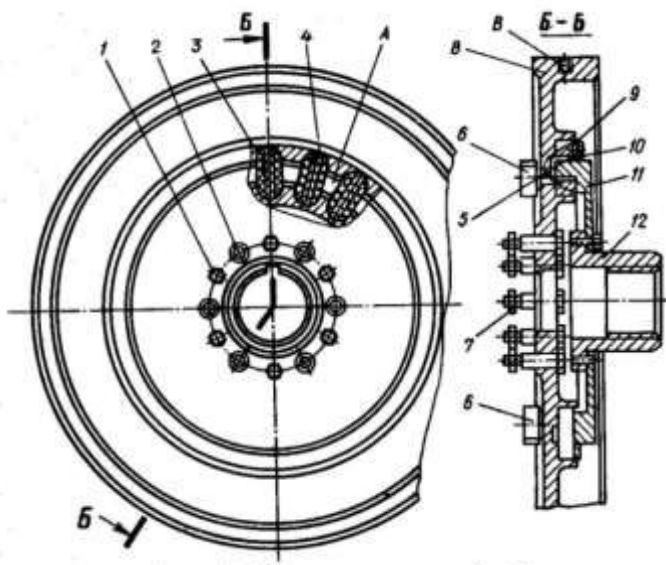


Рис. 1.5 - Маточина з напівмуфтою.

1,5-гвинт; 2-штифт; 3-колодка гумова; 4-пластина; 6-ударник; 7-гвинт прізойний; 8-маточина; 9-кільце; 10-проволока; 11-напівмуфта; 12-ступеця. За останньою рамовою шийкою валу є масло відбивач, який перешкоджає потраплянню мастила на фланець кріплення маховика, що під тиском виходить з останнього рамового підшипника.

Маховик переднього торця за допомогою шпонки з'єднаний з колінчастим валом і утримується від осьового зміщення упорним кільцем з одного боку і буртом колінчастого валу з іншого.

На задньому кінці валу є опорна кільцева поверхня на яку насаджена шестерня колінчастого вала, яка призначена для приводу розподільного валу через проміжну пару шестерень. Від осьового переміщення утримується шістьма притисками, які кріпляться болтами.

Шатун виготовлений з вуглецевої сталі. Стрижень шатуна двотаврового перетину має в центрі канал. У верхній головці шатуна проти каналу виконана кільцева канавка, а в нижній головці – канали, по яких мастило з шатунного підшипника потрапляє в головний.

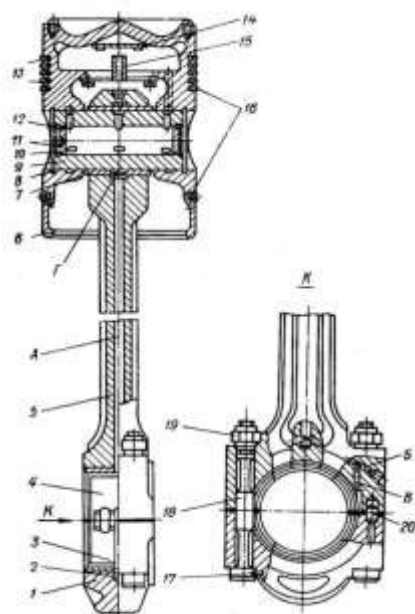


Рис. 1.6 - Поршень з шатуном.

1-кришка шатунного підшипника; 2,17,20-штифт; 3-вкладиш нижній; 4-вкладиш верхній; 5-стержень шатуна; 6-поршень; 7-втулка; 8,10-стопорне кільце; 9-поршневий палець; 11-заглушка; 12-ущільнююче кільце; 13-компресійне кільце; 14-кришка; 15-трубка; 16- кільце масло з'ємне; 18-шатунний болт; 19-гайка шатунного болта.

У розточування верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка, яка є головним підшипником. На внутрішній поверхні втулки виконані кільцева канавка і вісім отворів. Мастило з каналу поступає в кільцеву канавку у верхній головці шатуна, а потім в розпилювач на охолодження поршня і одночасно через отвори втулки – в кільцеву канавку на змащування поршневого пальця.

У нижній головці шатуна розташовані тонкостінні сталєалюмінієві вкладиші шатунного підшипника. Від провертання і осьового переміщення вкладиші утримуються штифтом і шатунними болтами. Кришка шатунного підшипника

кріпиться до стрижня шатуна чотирма шатунними болтами. Взаємне положення стрижня і кришки фіксується штифтом. Шатунні болти виготовлені з високолегованої сталі. Гайки шатунних болтів після затягування стопоряться дротом від мимовільного відгвинчування.

Поршень суцільнолитий, овальний, виготовлений з чавуну, охолоджуваний і має канавки, в які встановлюються компресійні і маслосборні кільця. У днищі поршня виконане трапецієвидне поглиблення – камера згорання і є різьбові отвори під рими для виїмки поршня з шатуном.

Поршень і шатун з'єднуються сталевим, порожнистим поршневим пальцем. Зовнішня поверхня пальця цементована і загартована. Від осевого переміщення палець утримується стопорними кільцями, встановленими в кільцевих канавках бобишок поршня.

Кільця виготовлені з високоміцного чавуну. Комплект поршневих кілець складається з трьох компресійних і двох здвоєних маслосборних кілець.

Компресійні і маслосборні кільця мають в перетині прямокутну форму і прямий замок. Верхнє і середнє кільце з зносостійким покриттям (хромоване), нижнє – без напilenня, фосфатовані. Маслосборні кільця мають гострі кромки, які при установці в канавки повинні бути направлені вниз. Цими кромками при ході поршня вниз з дзеркала циліндра знімається мастило, яке через отвори в поршні стікає в картер.

Поршневі кільця не зафіксовуються від провертання в канавках. При установці поршня у втулку циліндра замки поршневих кілець повинні бути зміщені щодо один одного на кут 90° і розташовані по гвинтовій лінії.

Паливний насос здійснює стиснення палива до тиску уприскування. Уприскування палива відбувається через форсунку в камеру згорання циліндра дизеля. Кожен паливний насос високого тиску золотникового типу. У корпус насоса вставлена втулка з притертим до неї плунжером. Втулка і плунжер є прецизійною парою.

Зовні на втулку плунжера одягнена шестерня, що входить в зачеплення із зубами рейки, цим забезпечується регулювання циклової подачі. Втулка плунжера

кріпиться стопорним гвинтом. Шестерня утримується верхньою шайбою, яка підтискається до корпусу пружиною. Нижній торець пружини спирається на підставу направляючого стакану. Щоб стакан не випав разом з плунжером, в канавку під стаканом вставлене стопорне кільце.

На плунжері є хвостовик, який входить в пази на шестерні. Таким чином, при русі рейки повертаються шестерня і плунжер насоса. Переміщення рейки обмежується болтом і вибіркою в рейці. Зверху до корпусу насоса кріпиться чотирма шпильками і гайками фланець накидний, який служить для закріплення нагнітального клапана за допомогою штуцера. Для оберігання корпусу насоса від руйнування, в штуцері передбачена запобіжна прокладка, закріплена нажимним болтом.

Кількість палива, виштовхувань плунжером, регулюється кінцем подачі. Через порожнину насосів постійно відбувається рециркуляція палива, чим забезпечується рівномірне прогрівання насосів і деаерація палива.

Форсунка закритого типу, двох пружинна з гідравлічним управлінням підйому голки і охолодженням розпилювача. Паливо, що подається паливним насосом високого тиску, проходить через щілистий фільтр і по каналу в корпусі форсунки поступає до розпилювача. Витоки палива через зазор між голкою і корпусом розпилювача відводяться по каналу регулювального гвинта у відведення витоків. Підведення і відведення рідини охолодження розпилювача здійснюється через штуцери.

Паливна система дизеля виконана таким чином, що дозволяє працювати на легкому дизельному паливі із змістом сірки не більш 0,5 %. Для ліквідації застійних зон система підведення палива до паливних насосів високого тиску виконана проточною.

Трубопроводи високого тиску сполучені між собою колектором, через який відбувається скидання палива, що поступає в нього при розриві будь-якого з трубопроводів високого тиску, у витратний бак через клапан. Витоки палива з форсунок по трубках поступають в колектор відвідний і по трубопроводу зливаються в бак палива.

Для підтримки в паливній системі надмірного тиску в колекторі відведення палива після охолодження форсунок у витратний паливний бак встановлений редукційний клапан.

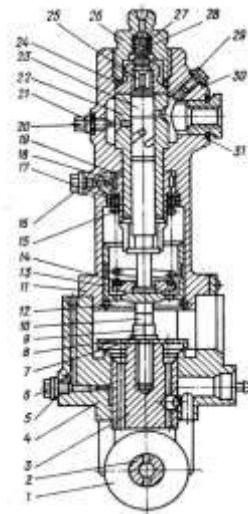


Рис. 1.7 - Паливний насос з приводом

1-ролик; 2-вісь; 3-повзун; 4,11-корпус;
5,21,30,31-прокладка; 6,29-пробка; 7-паливовітражач; 8-шайба; 10-штовхач; 13-стакан; 14-тарілка плунжера; 15-пружина; 16,20-болт; 17-тарілка верхня; 18-рейка; 19-шестерня; 22-втулка плунжера; 23-плунжер; кільце ущільнююче; 25-клапан нагнітальний; 26-штуцер нажимний; 27-пружина; 28-обмежувач;

При заповненні системи паливом повітря, що є в трубопроводах, відводяться через пробки, які розташовані на корпусі фільтру тонкого очищення палива і корпусах паливних насосів.

На головній магістралі встановлено запобіжний пристрій, який оберігає вузли системи від руйнування при прориві газів, у разі зависання пускових клапанів.

Система змащення двигунів комбінована, під тиском і розбризкуванням. Під час роботи двигуна система забезпечує безперебійне надходження мастила до всіх деталей, що труться, і вузлів. У систему змащення входять: приймальний фільтр, двохсекційний масляний насос, фільтр мастила, охолоджувач мастила, центрифуга, електронасосний агрегат передпускового прокачування мастила, бак мастила, система трубопроводів.

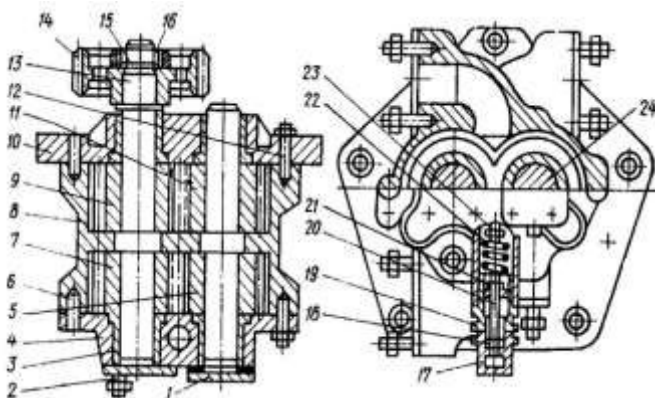


Рис. 1.8 – Насос масляний.

1-фланець глухий; 2,12-шпилька; 3-втулка; 4-кришка передня; 5,11-шестерня ведена; 6-штифт; 7,9-шестерня ведуча; 8-корпус насоса; 10-кришка задня; 13-вал ведучий; 14-шестерня привідна; 15-стопорна шайба; 16-гайка; 17-ковпак; 18-контргайка; 19-штуцер; 20-гвинт регулювочний; 21-тарілка; 22-

Система охолодження двигуна 2-х контурна, що складається із зовнішнього і внутрішнього контуру. Двигун охолоджується прісною водою, яка циркулює усередині двигуна. У свою чергу вода внутрішнього контура охолоджується проточною водою зовнішнього контуру в охолоджувачі води.

Система забезпечує стабільний температурний режим у всьому діапазоні навантажень. У систему охолодження входять: відцентрові насоси внутрішнього і зовнішнього контурів, регулятор температури води (РТП), охолоджувач води, бачок води (розширювальний), трубопроводи системи.

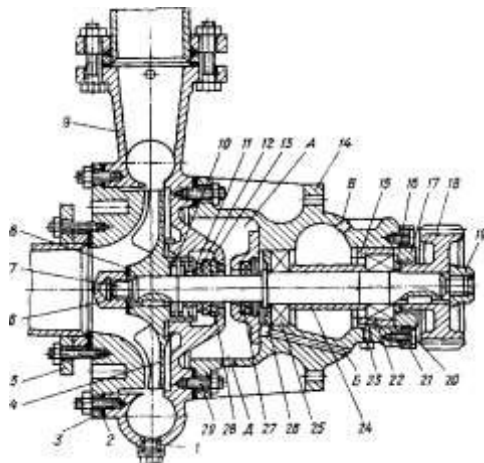


Рис. 1.9 - Водяний насос.

1-пробка; 2-прокладка; 3-кришка; 4-робоче колесо; 5-фланець; 6,17,19,21-гайка; 7-валик; 8-замкова пластина; 9-корпус насоса; 10-пружина; 11-обойма; 12-гумова втулка; 13-текстолітове кільце; 14-кронштейн; 15-втулка; 16-регульовальне кільце; 18-привідна шестерня; 20,23-гвинт; 22,25-підшипник; 24-втулка розпору; 26-маслоотбойник; 27-манжетное ущільнення; 28-бронзове кільце; 29-шпилька.

1.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто призначення та будову об'єкта встановлення проектного двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція потужністю 600 кВт. Проаналізовано особливості її експлуатації, режими роботи та основні завдання, які вона виконує в процесі забезпечення електропостачання.

Окрему увагу приділено розгляду конструкції дизельного двигуна-прототипу 8ЧН 25/34. Описано принципи роботи його основних систем, механізмів, вузлів і деталей, а також умови їх функціонування в складі стаціонарної електростанції. Наведено основні техніко-експлуатаційні показники двигуна-прототипу.

На підставі проведеного аналізу оцінено можливості підвищення надійності та довговічності двигуна за рахунок удосконалення елементів ЦПГ. Зроблено висновок про доцільність вдосконалення конструкції кільця з урахуванням умов його роботи та навантажень з обґрунтуванням запропонованих технічних рішень.

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт $P_e = 600$

Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} $n = 500$

Ступінь стиску, $\epsilon = 12.5$

Число циліндрів $i = 8$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8] $\alpha = 2.0$

Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа $p_B = 165$

Тиск навколишнього середовища, кПа $p_a = 101.3$

Температура навколишнього середовища, К $T_a = 293$

Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст. 9], в К $\Delta T = 10$

Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа $p_r = 170$

Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К $T_r = 750$

Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо,
згідно [1, ст. 9] $\lambda = 1.61$

Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно
[1, ст. 10] $\xi_Z = 0.85$

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо
згідно [1, ст. 10] $\xi = 0.98$

Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

2.1.3 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача, в К

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}$$

де $n_k = 1.6$ - показник політропи стиску повітря в нагнітачі, згідно [1, ст. 12]

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 293 \cdot \left(\frac{165}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 351.8$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int}$$

де $\Delta T_{int} = 50$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 70$ К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 351.8 - 50 = 301.8$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

де $\Delta p_{охл} = 3$ кПа - перепад тиску в охолоджувачі

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 165 - 3 = 162$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

де $k = 0.95$ - число з інтервалу (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 165 = 156.75$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 10}{750} \cdot \frac{170}{12.5 \cdot 156.75 - 170} = 0.038$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\gamma_r = (0,03...0,06)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 10 + 0.04 \cdot 750}{1 + 0.04} = 319.52$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_d = (310...400)$ К, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_B} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{12.5}{12.5 - 1} \cdot \frac{156.75}{165} \cdot \frac{301.82}{319.523 \cdot (1 + 0.038)} = 0.939$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\Phi_c = (0,80...0,98)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Густина заряду на впуску, в $\text{кг} / \text{м}^3$

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}}$$

де $R_{\Pi} = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ - універсальна газова стала повітря;

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}} = \frac{162 \cdot 10^3}{287 \cdot 301.82} = 1.87$$

що більше від потенційного заряду, $\text{кг} / \text{м}^3$:

$$\Delta \rho_a = \rho_{int} - \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = 1.87 - \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 0.666$$

2.1.4 Параметри процесу стиску

Показник політропи стиску приймаємо згідно номограми згідно [1, ст. 14]

$$n_1 = 1.377$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 156.75 \cdot 12.5^{1.377} = 5077.532$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_c = (4000 \dots 9000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 319.52 \cdot 12.5^{1.377-1} = 828.01$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_c = (700 \dots 1000)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 828.012 = 22.064$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

Середній елементарний склад палива:

$C = 0.86$ - вміст вуглецю;

$H = 0.13$ - вміст водню;

$O = 0.01$ - вміст кисню;

$S = 0$ - вміст сірки;

$W = 0$ - вміст води;

Найнижча теплота згоряння палива за формулою Менделєєва, в $\text{кДж} / \text{кг}$

$$Q_{н.р} = 418.7 \cdot [81 \cdot C + 300 \cdot H - 26 \cdot (O - S) - 6 \cdot (9 \cdot H + W)]$$

$$Q_{н.р} = 418.7 \cdot \sum \begin{bmatrix} 81 \cdot C \\ 300 \cdot H \\ -26 \cdot (O - S) \\ -6 \cdot (9 \cdot H + W) \end{bmatrix} = 418.7 \cdot \sum \begin{bmatrix} 81 \cdot 0.86 \\ 300 \cdot 0.13 \\ -26 \cdot (0.01 - 0) \\ -6 \cdot (9 \cdot 0.13 + 0) \end{bmatrix} = 42447.806$$

Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0.86}{12} + \frac{0.13}{4} - \frac{0.01}{32} \right) = 0.495$$

або у $\frac{\text{кг повітря}}{1 \text{ кг палива}}$:

$$l_0 = 28.95 \cdot L_0 = 28.95 \cdot 0.495 = 14.317$$

Кількість свіжого заряду, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кмоль}}$

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 2 \cdot 0.495 = 0.989$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

Кількість CO_2

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0.86}{12} = 0.072$$

Кількість H_2O

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0.13}{2} = 0.065$$

Кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (2 - 1) \cdot 0.495 = 0.104$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 2 \cdot 0.495 = 0.781$$

Загальна кількість продуктів згоряння, в $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.104 \\ 0.781 \end{pmatrix} = 1.022$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1.022}{0.989} = 1.033$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,033...1,040)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.033 + 0.038}{1.000 + 0.038} = 1.032$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,030...1,038)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Емпіричні формули середніх мольних теплоємностей окремих газів при сталому об'ємі

$$\text{для } O_2: mCv''_{O_2} = 23,3 + 0,0015 \cdot T_z;$$

$$\text{для } N_2: mCv''_{N_2} = 21,554 + 0,001457 \cdot T_z;$$

$$\text{для } O_2: mCv''_{CO_2} = 38,609 + 0,003349 \cdot T_z;$$

$$\text{для } O_2: mCv''_{H_2O} = 25,459 + 0,004438 \cdot T_z;$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

$$mCv'' = 1/M_2 \cdot [M_{O_2} \cdot (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \cdot (mCv''_{N_2}) + M_{CO_2} \cdot (mCv''_{CO_2}) + \dots$$

$$+ M_{H_2O} \cdot (mCv''_{H_2O})]; \quad \text{кДж/(кмоль К)}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mCv'' = a + b \cdot T_z; \quad \text{кДж/(кмоль К)}$$

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{1.022} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.104 \cdot 23.3 \\ 0.781 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.176$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{1.0219} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.1039 \cdot 0.0015 \\ 0.7814 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

$$mC_p'' = mC_v'' + 8.314; \text{ кДж/}(\text{кмоль К})$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

$$mC_p'' = a' + b' \cdot T_z; \text{ кДж/}(\text{кмоль К})$$

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.176 + 8.314 = 31.49$$

$$b' = b = 0.00178$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.61 \cdot 5077.532 = 8174.826$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{\max} = (6000 \dots 16000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

$$\xi_z \cdot Q_{н.р} / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) + (mC_v'' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = b \cdot (mC_p'') \cdot T_z$$

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00178 \cdot 1.03195 = 0.00184$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.49 \cdot 1.032 = 32.496$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.989 \cdot (1 + 0.038)} = 3.513 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.064 + 8.314 \cdot 1.61) \cdot 828.012 = 2.935 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 35130.34 + 29352.894 = 64483.234$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.496^2 + 4 \cdot 1.841 \times 10^{-3} \cdot 6.448 \times 10^4 = 1.531 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.496 + \sqrt{1530.753}}{2 \cdot 0.002} = 1800.685$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_z = (1800 \dots 2300)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.032 \cdot 1.801 \times 10^3}{1.61 \cdot 828.012} = 1.394$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\rho = (1.20 \dots 1.55)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Доля попереднього розширення робочого тіла від довжини всього процесу

$$\Delta \rho = \frac{\rho}{\epsilon} = \frac{1.394}{12.5} = 0.112 \quad \text{або у \%} \quad \Delta \rho \cdot 100 = 11.151$$

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12.5}{1.394} = 8.968$$

Показник політропи розширення обираємо згідно номограми з [1, ст. 19]

$$n_2 = 1.235$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{8174.826}{8.968^{1.235}} = 544.405$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_b = (300...900)$ кПа, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1800.685}{8.968^{1.235-1}} = 1075.372$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_b = (1000...1200)$ К, згідно [1, ст. 18].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1075.372}{\sqrt[3]{\frac{544.405}{170}}} = 729.571$$

Перевірка

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|750 - 729.571|}{750} \cdot 100 = 2.724 \quad \%$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме

значення похибки $\Delta < 5\%$

2.1.7 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$$
$$\text{або } p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C)$$

де $A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.61 \cdot (1.394 - 1) = 0.634$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.61 \cdot 1.394}{1.235 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{8.968^{1.235 - 1}} \right) = 3.847$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.377 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{12.5^{1.377 - 1}} \right) = 1.629$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{5077.532}{12.5 - 1} \cdot [0.634 + (3.847 - 1.629)] = 1259.169$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.98 \cdot 1259.169 = 1233.986$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{mi} = (750 \dots 2500)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H,p} \cdot \rho_{int}} = \frac{2 \cdot 14.317 \cdot 1233.986}{0.939 \cdot 42447.806 \cdot 1.87} = 0.474$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_i = (0,42 \dots 0,53)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома індикаторна витрата рідкого палива, в $\frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.474 \cdot 42447.806} = 0.179$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_i = (0,16 \dots 0,20) \frac{\text{кг}}{(\text{кВт} \cdot \text{год})}$, [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.8 Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср})$$

де $a_M = 88$; $b_M = 11.8$ - емпіричні коефіцієнти;

$s_{пр} = 0.34$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.34 \cdot 500}{30} = 5.667 \quad \text{м/с} - \text{середня швидкість поршня};$$

$$p_M = (88 + 11.8 \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 5.667 = 154.867$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1233.986 - 154.867 = 1079.119$$

Для дизельних двигунів з наддувом $p_{me} = (550 \dots 2200)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{1079.119}{1233.986} = 0.874$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_M = (0.80 \dots 0.92)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.474 \cdot 0.874 = 0.414$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_e = (0.4 \dots 0.52)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Питома ефективна витрата рідкого палива, в $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.414 \cdot 42447.806} = 0.205$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_e = (0.165 \dots 0.215)$ $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, згідно

[1, ст. 20]. Отримане значення входить в заданий діапазон.

Годинна витрата рідкого палива, в $\frac{\text{кг}}{\text{год}}$

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.205 \cdot 600 = 122.804$$

2.1.9 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n}$$

де $\tau = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{600 \cdot 10^3}{1079.119 \cdot 500} = 133.442$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{133.442}{8} = 16.68$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}}$$

де $d_{пр} = 0.25$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.34}{0.25} = 1.36 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 16.68}{\pi \cdot 1.36}} = 249.953 \quad \text{або в м} \quad d_p \cdot 10^{-3} = 0.25$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.36 \cdot 249.953 = 339.936 \quad \text{або в м} \quad s_p \cdot 10^{-3} = 0.34$$

2.1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Приймаємо наступні геометричні розміри циліндру:

діаметр циліндру

$$d' = 250 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 250 \cdot 10^{-3} = 0.25$$

хід поршня

$$s' = 340 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 340 \cdot 10^{-3} = 0.34$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.25^2 \cdot 0.34 \cdot 8}{4} \cdot 10^3 = 133.518$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{1079.119 \cdot 133.518 \cdot 500}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 600.339$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100$$

$$\text{де } P_{e.cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{600.339 + 600}{2} = 600.17$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100 = \frac{|600.339 - 600|}{600.17} \cdot 100 = 0.057 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

$\Delta\varphi = 1$ - крок розрахунку;

$\varphi = 0, \Delta\varphi .. 720$ - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.25^2}{4} \cdot 0.34 = 0.017$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{0.017}{12.5 - 1} = 1.451 \times 10^{-3}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 0.017 + 1.451 \times 10^{-3} = 0.018$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 1.451 \times 10^{-3} \cdot 1.394 = 2.023 \times 10^{-3}$$

Функція зміни надпоршневого простору визначається на основі заданого значення кривошипно-шатунного відношення

$$\sigma(\varphi) = \left(1 - \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right) + \frac{\lambda_{кр}}{4} \cdot \left(1 - \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right)$$

де $\lambda_{кр} = 0.256$ - кривошипно-шатунне відношення;

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

$$V(\varphi) = V_c + \frac{1}{2} \cdot V_s \cdot \sigma(\varphi)$$

Для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми тиску в циліндрі двигуна використаємо наступну систему рівнянь:

на ділянці впуску:

$$0 < \varphi < 180 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

$$180 < \varphi < 360 \Rightarrow$$

$$p(\varphi) = p_d^* \left(\frac{V_a}{V(\varphi)} \right)^{\kappa}$$

на ділянці попереднього розширення:

$$V_c' < V(\varphi) < V_z' \Rightarrow p(\varphi) = p_{\max}$$

на ділянці подальшого розширення:

$$V_z' < V(\varphi) < \text{та } \varphi < 540 \Rightarrow p(\varphi) = p_{\max} / (V(\varphi)/V_z')^{n2}$$

на ділянці випуску:

$$540 < \varphi < 720 \Rightarrow p(\varphi) = p_r$$

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

де V - об'єм робочого тіла в м^3 ; p - тиск робочого тіла в кПа ,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00145$	$p(0) = 156.75$	$V(180) = 0.01814$	$p(180) = 156.75$
$V(10) = 0.00161$	$p(10) = 156.75$	$V(190) = 0.01805$	$p(190) = 157.882$
$V(20) = 0.00208$	$p(20) = 156.75$	$V(200) = 0.01776$	$p(200) = 161.365$
$V(30) = 0.00284$	$p(30) = 156.75$	$V(210) = 0.01729$	$p(210) = 167.471$
$V(40) = 0.00384$	$p(40) = 156.75$	$V(220) = 0.01663$	$p(220) = 176.691$
$V(50) = 0.00506$	$p(50) = 156.75$	$V(230) = 0.01579$	$p(230) = 189.814$
$V(60) = 0.00642$	$p(60) = 156.75$	$V(240) = 0.01477$	$p(240) = 208.046$
$V(70) = 0.00789$	$p(70) = 156.75$	$V(250) = 0.01359$	$p(250) = 233.233$
$V(80) = 0.00938$	$p(80) = 156.75$	$V(260) = 0.01228$	$p(260) = 268.227$
$V(90) = 0.01086$	$p(90) = 156.75$	$V(270) = 0.01086$	$p(270) = 317.549$
$V(100) = 0.01228$	$p(100) = 156.75$	$V(280) = 0.00938$	$p(280) = 388.57$
$V(110) = 0.01359$	$p(110) = 156.75$	$V(290) = 0.00789$	$p(290) = 493.709$
$V(120) = 0.01477$	$p(120) = 156.75$	$V(300) = 0.00642$	$p(300) = 654.576$
$V(130) = 0.01579$	$p(130) = 156.75$	$V(310) = 0.00506$	$p(310) = 909.682$
$V(140) = 0.01663$	$p(140) = 156.75$	$V(320) = 0.00384$	$p(320) = 1327.369$
$V(150) = 0.01729$	$p(150) = 156.75$	$V(330) = 0.00284$	$p(330) = 2018.093$
$V(160) = 0.01776$	$p(160) = 156.75$	$V(340) = 0.00208$	$p(340) = 3094.274$
$V(170) = 0.01805$	$p(170) = 156.75$	$V(350) = 0.00161$	$p(350) = 4400.339$
$V(360) = 0.00145$	$p(360) = 5077.532$	$V(540) = 0.01814$	$p(540) = 544.405$
$V(370) = 0.00161$	$p(370) = 8174.826$	$V(550) = 0.01805$	$p(550) = 170$
$V(380) = 0.00208$	$p(380) = 7901.208$	$V(560) = 0.01776$	$p(560) = 170$
$V(390) = 0.00284$	$p(390) = 5385.392$	$V(570) = 0.01729$	$p(570) = 170$

V(400) = 0.00384	p(400) = 3698.544	V(580) = 0.01663	p(580) = 170
V(410) = 0.00506	p(410) = 2635.429	V(590) = 0.01579	p(590) = 170
V(420) = 0.00642	p(420) = 1961.828	V(600) = 0.01477	p(600) = 170
V(430) = 0.00789	p(430) = 1523.364	V(610) = 0.01359	p(610) = 170
V(440) = 0.00938	p(440) = 1228.929	V(620) = 0.01228	p(620) = 170
V(450) = 0.01086	p(450) = 1025.434	V(630) = 0.01086	p(630) = 170
V(460) = 0.01228	p(460) = 881.372	V(640) = 0.00938	p(640) = 170
V(470) = 0.01359	p(470) = 777.512	V(650) = 0.00789	p(650) = 170
V(480) = 0.01477	p(480) = 701.772	V(660) = 0.00642	p(660) = 170
V(490) = 0.01579	p(490) = 646.356	V(670) = 0.00506	p(670) = 170
V(500) = 0.01663	p(500) = 606.132	V(680) = 0.00384	p(680) = 170
V(510) = 0.01729	p(510) = 577.685	V(690) = 0.00284	p(690) = 170
V(520) = 0.01776	p(520) = 558.76	V(700) = 0.00208	p(700) = 170
V(530) = 0.01805	p(530) = 547.931	V(710) = 0.00161	p(710) = 170

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 20792.866$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{2.079 \times 10^4}{0.017 \cdot 1 \times 10^3} = 1.246 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.D} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.246 \times 10^3 \cdot 0.98 = 1.221 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = 2 \cdot \frac{|p_{mi} - p_{mi.D}|}{(p_{mi} + p_{mi.D})} \cdot 100 = 2 \cdot \frac{|1.234 \times 10^3 - 1.221 \times 10^3|}{1.234 \times 10^3 + 1.221 \times 10^3} \cdot 100 = 1.063$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

$c' = 25^\circ$ до ВМТ - точка подачі палива форсункою (подачі іскри).

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

$\Delta\varphi_1 = 10^\circ$ п.к.в - кут затримки згорання;

$f = c' - \Delta\varphi_1 = 25 - 10 = 15^\circ$ до ВМТ - точка початку згорання,

визначається кутом затримки згорання: $\Delta\varphi_1 = ,^\circ$ п.к.в;

$\Delta\varphi_2 = 10^\circ$ після ВМТ - кут де тиск максимальний;

$r' = 70^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$d' = 30^\circ$ після НМТ - точка закриття впускного клапану;

$b'' = 50^\circ$ до НМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 50^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

$$p''_c = k_p \cdot p_c$$

де $k_p = 1.2$ - число з інтервалу (1,15...1,25)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 5.078 \times 10^3 = 6.093 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max}$$

де $k_z = 1.0$ - коефіцієнт дійсного тиску, 1 - для дизелів, 0,85 для газових та бензинових ДВЗ

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 8.175 \times 10^3 = 8.175 \times 10^3$$

Визначення положення точок дісної індикаторної діаграми

Точки та параметри теоретичного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 156.75$	$V(\varphi_r) = 1.451 \times 10^{-3}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 156.75$	$V(\varphi_d) = 0.018$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 5077.532$	$V(\varphi_c) = 1.451 \times 10^{-3}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 8174.826$	$V(\varphi_z) = 1.453 \times 10^{-3}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 544.405$	$V(\varphi_b) = 0.018$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 2.506 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 2.424 \times 10^{-3}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 3.754 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.807 \times 10^{-3}$
z'	$\varphi_{z'} = 379$	$p(\varphi_{z'}) = 8.175 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 2.019 \times 10^{-3}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 490$	$p(\varphi_{b''}) = 646.356$	$V(\varphi_{b''}) = 0.016$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 650$	$p(\varphi_{r'}) = 170$	$V(\varphi_{r'}) = 7.885 \times 10^{-3}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 50$	$p(\varphi_{r''}) = 156.75$	$V(\varphi_{r''}) = 5.059 \times 10^{-3}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 210$	$p(\varphi_{d'}) = 167.471$	$V(\varphi_{d'}) = 0.017$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 6.093 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 1.451 \times 10^{-3}$
z _д	$\varphi_{zд} = 370$	$p_{zд} = 8.175 \times 10^3$	$V(\varphi_{zд}) = 1.61 \times 10^{-3}$

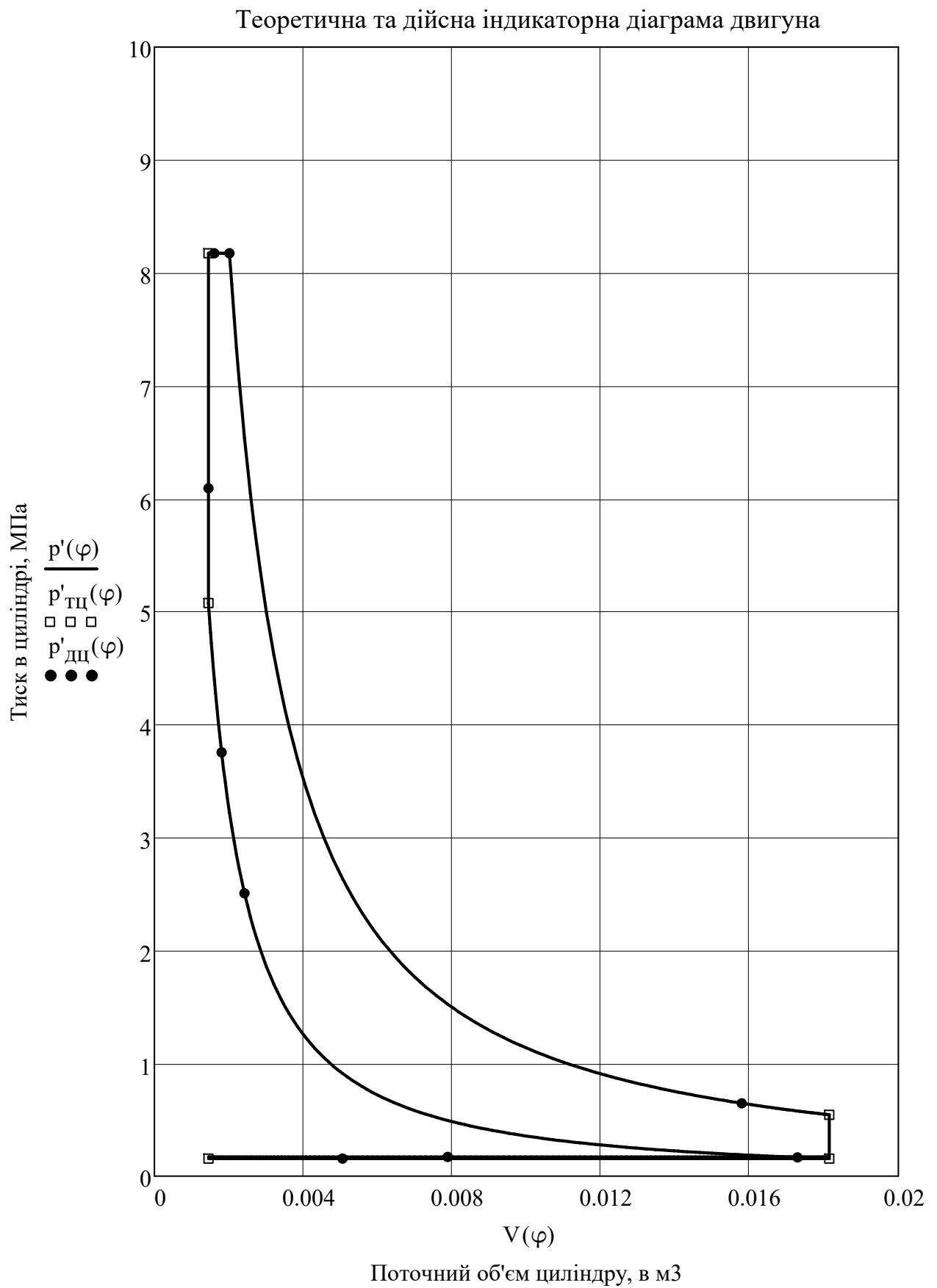


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

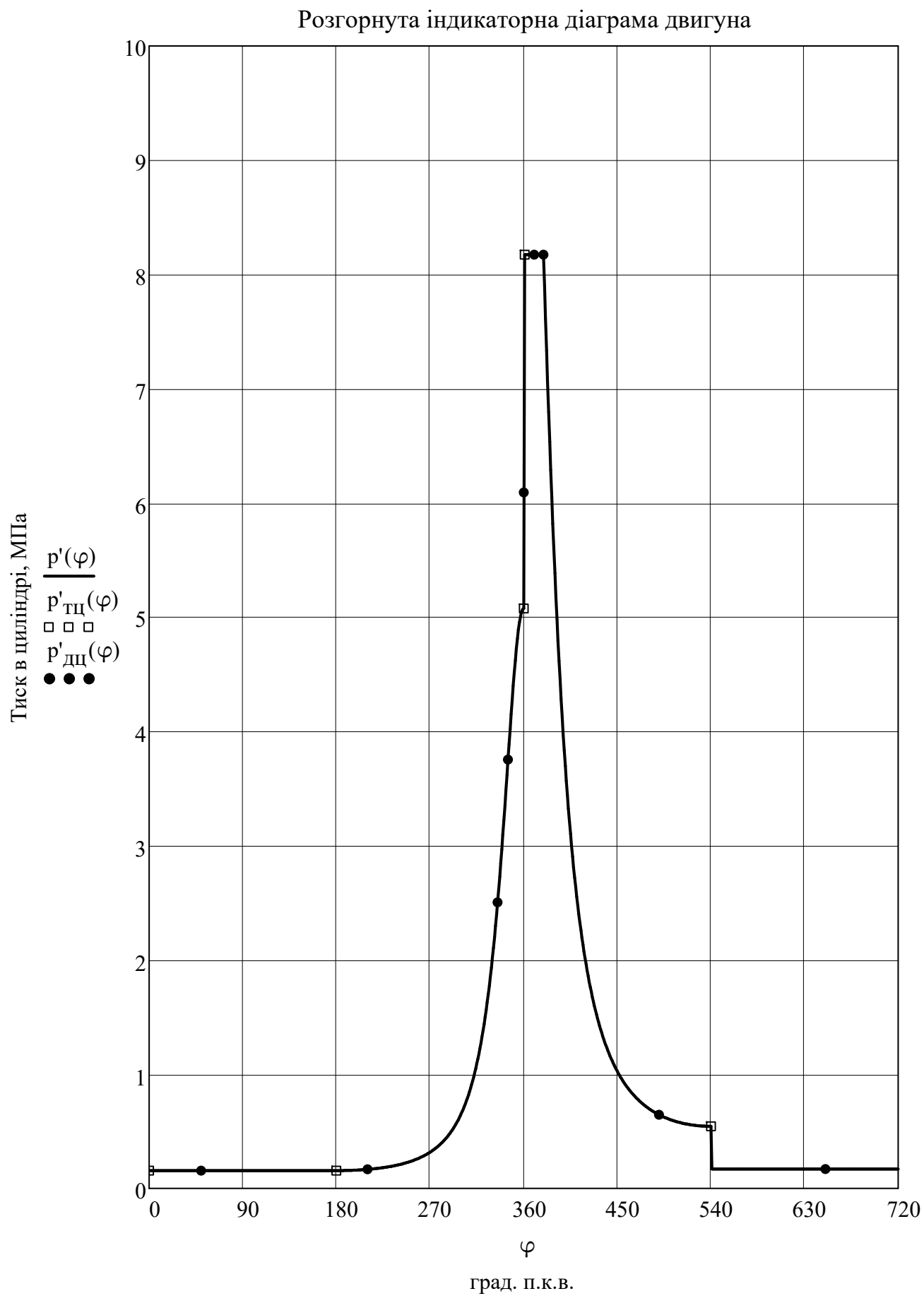


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

Розрахунок кривошипно-шатунного механізму полягає у визначенні сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів в циліндрі і сил інерції рухомих деталей двигуна. За цими результатами визначають міцність і знос деталей КШМ.

Сили, що діють в кривошипно-шатунному механізмі, безперервно змінюються за величиною і напрямком, тому визначення характеру зміни цих сил необхідно визначати для ряду окремих положень валу.

Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ, виконуємо, виходячи з допущень що:

- розрахункова кінематична схема кривошипно-шатунного механізму є аксіальною;
- дія сил на контактну поверхню деталей відбувається по нормалі;

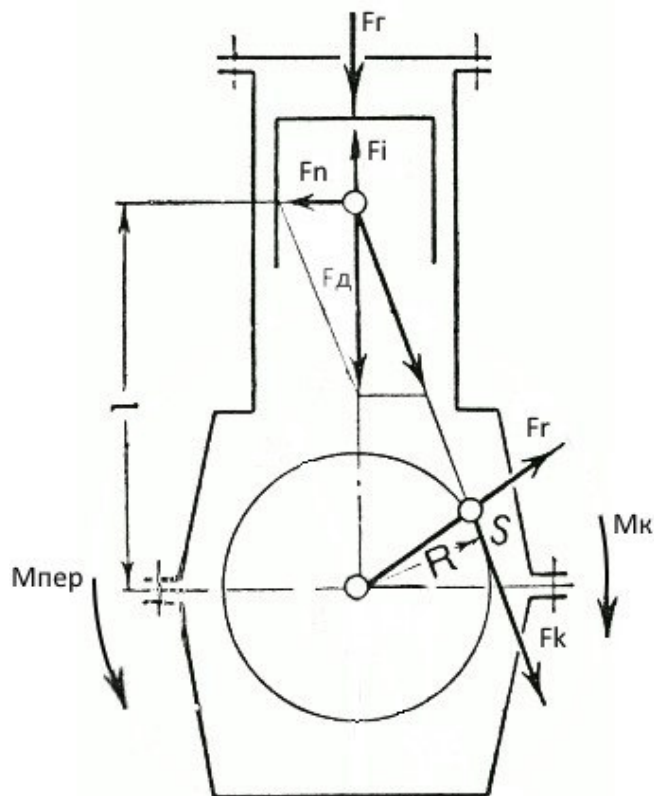


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 52.0$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 64.15$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 52.0 + \frac{1}{3} \cdot 64.15 = 73.383$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.34}{2} = 0.17$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.17}{0.256} = 0.664$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.25^2}{4} = 0.049$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 500}{30} = 52.36$$

Визначимо величини сил та моментів що діють в КШМ на протязі всього робочого циклу.

Кут обертання колінчастого валу

$\varphi = 0 \dots 720$, з кроком розрахунку $\Delta\varphi = 1^\circ$ п.к.в.

Кут нахилу шатуна

$$\beta'(\varphi) = \arcsin\left(\lambda_{\text{кр}} \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right)\right)$$

Сили тиску газу

$$F_r(\varphi) = (p(\varphi) - p_a) \cdot A_{\Pi}$$

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

$$F_i(\varphi) = -m_s \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \left(\cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + \lambda_{кр} \cdot \cos\left(2 \cdot \varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) \right) \cdot 10^{-3}$$

Сумарна сила (дійсна)

$$F_d(\varphi) = F_r(\varphi) + F_i(\varphi)$$

Нормальна сила

$$F_n(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \tan(\beta'(\varphi))$$

Радіальна сила

$$F_r(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Дотична сила

$$F_k(\varphi) = F_d(\varphi) \cdot \sin\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180} + \beta'(\varphi)\right) \cdot \frac{1}{\cos(\beta'(\varphi))}$$

Крутий момент на валу двигуна

$$M_k(\varphi) = F_k(\varphi) \cdot r$$

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

$$M_{пер}(\varphi) = -F_n(\varphi) \cdot \left(r \cdot \cos\left(\varphi \cdot \frac{\pi}{180}\right) + l_{ш} \cdot \cos(\beta'(\varphi)) \right)$$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:

Сили F_r , F_i та F_d обраховані в кН, крутний момент M_k розраховано в кН м,

в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_r(0) = 2.722$	$F_i(0) = -42.957$	$F_d(0) = -40.235$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 2.722$	$F_i(30) = -33.997$	$F_d(30) = -31.275$	$M_k(30) = -3.253$
$F_r(60) = 2.722$	$F_i(60) = -12.723$	$F_d(60) = -10.001$	$M_k(60) = -1.666$
$F_r(90) = 2.722$	$F_i(90) = 8.756$	$F_d(90) = 11.477$	$M_k(90) = 1.951$
$F_r(120) = 2.722$	$F_i(120) = 21.478$	$F_d(120) = 24.2$	$M_k(120) = 3.095$
$F_r(150) = 2.722$	$F_i(150) = 25.241$	$F_d(150) = 27.963$	$M_k(150) = 1.846$
$F_r(180) = 2.722$	$F_i(180) = 25.446$	$F_d(180) = 28.168$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 3.248$	$F_i(210) = 25.241$	$F_d(210) = 28.49$	$M_k(210) = -1.88$
$F_r(240) = 5.24$	$F_i(240) = 21.478$	$F_d(240) = 26.718$	$M_k(240) = -3.417$
$F_r(270) = 10.615$	$F_i(270) = 8.756$	$F_d(270) = 19.371$	$M_k(270) = -3.293$
$F_r(300) = 27.159$	$F_i(300) = -12.723$	$F_d(300) = 14.436$	$M_k(300) = -2.404$
$F_r(330) = 94.09$	$F_i(330) = -33.997$	$F_d(330) = 60.093$	$M_k(330) = -6.25$
$F_r(360) = 244.27$	$F_i(360) = -42.957$	$F_d(360) = 201.313$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 259.382$	$F_i(390) = -33.997$	$F_d(390) = 225.385$	$M_k(390) = 23.44$
$F_r(420) = 91.328$	$F_i(420) = -12.723$	$F_d(420) = 78.606$	$M_k(420) = 13.092$
$F_r(450) = 45.363$	$F_i(450) = 8.756$	$F_d(450) = 54.119$	$M_k(450) = 9.2$
$F_r(480) = 29.476$	$F_i(480) = 21.478$	$F_d(480) = 50.954$	$M_k(480) = 6.517$
$F_r(510) = 23.384$	$F_i(510) = 25.241$	$F_d(510) = 48.626$	$M_k(510) = 3.209$
$F_r(540) = 21.751$	$F_i(540) = 25.446$	$F_d(540) = 47.197$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 3.372$	$F_i(570) = 25.241$	$F_d(570) = 28.614$	$M_k(570) = -1.888$
$F_r(600) = 3.372$	$F_i(600) = 21.478$	$F_d(600) = 24.851$	$M_k(600) = -3.178$
$F_r(630) = 3.372$	$F_i(630) = 8.756$	$F_d(630) = 12.128$	$M_k(630) = -2.062$
$F_r(660) = 3.372$	$F_i(660) = -12.723$	$F_d(660) = -9.351$	$M_k(660) = 1.557$
$F_r(690) = 3.372$	$F_i(690) = -33.997$	$F_d(690) = -30.625$	$M_k(690) = 3.185$
$F_r(720) = 3.372$	$F_i(720) = -42.957$	$F_d(720) = -39.585$	$M_k(720) = 0.000$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:

Сили F_n , F_r та F_k обраховані в кН, крутний момент $M_{пер}$ розраховано в кН м,
в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -40.235$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -4.036$	$F_r(30) = -25.067$	$F_k(30) = -19.133$	$M_{пер}(30) = 3.253$
$F_n(60) = -2.274$	$F_r(60) = -3.031$	$F_k(60) = -9.798$	$M_{пер}(60) = 1.666$
$F_n(90) = 3.04$	$F_r(90) = -3.04$	$F_k(90) = 11.477$	$M_{пер}(90) = -1.951$
$F_n(120) = 5.502$	$F_r(120) = -16.865$	$F_k(120) = 18.207$	$M_{пер}(120) = -3.095$
$F_n(150) = 3.609$	$F_r(150) = -26.021$	$F_k(150) = 10.856$	$M_{пер}(150) = -1.846$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -28.168$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -3.677$	$F_r(210) = -26.511$	$F_k(210) = -11.061$	$M_{пер}(210) = 1.88$
$F_n(240) = -6.075$	$F_r(240) = -18.62$	$F_k(240) = -20.101$	$M_{пер}(240) = 3.417$
$F_n(270) = -5.13$	$F_r(270) = -5.13$	$F_k(270) = -19.371$	$M_{пер}(270) = 3.293$
$F_n(300) = -3.282$	$F_r(300) = 4.376$	$F_k(300) = -14.143$	$M_{пер}(300) = 2.404$
$F_n(330) = -7.756$	$F_r(330) = 48.164$	$F_k(330) = -36.763$	$M_{пер}(330) = 6.25$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 201.313$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 29.089$	$F_r(390) = 180.645$	$F_k(390) = 137.884$	$M_{пер}(390) = -23.44$
$F_n(420) = 17.872$	$F_r(420) = 23.825$	$F_k(420) = 77.01$	$M_{пер}(420) = -13.092$
$F_n(450) = 14.332$	$F_r(450) = -14.332$	$F_k(450) = 54.119$	$M_{пер}(450) = -9.2$
$F_n(480) = 11.585$	$F_r(480) = -35.51$	$F_k(480) = 38.335$	$M_{пер}(480) = -6.517$
$F_n(510) = 6.276$	$F_r(510) = -45.249$	$F_k(510) = 18.878$	$M_{пер}(510) = -3.209$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -47.197$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -3.693$	$F_r(570) = -26.627$	$F_k(570) = -11.109$	$M_{пер}(570) = 1.888$
$F_n(600) = -5.65$	$F_r(600) = -17.319$	$F_k(600) = -18.696$	$M_{пер}(600) = 3.178$
$F_n(630) = -3.212$	$F_r(630) = -3.212$	$F_k(630) = -12.128$	$M_{пер}(630) = 2.062$
$F_n(660) = 2.126$	$F_r(660) = -2.834$	$F_k(660) = 9.161$	$M_{пер}(660) = -1.557$
$F_n(690) = 3.952$	$F_r(690) = -24.546$	$F_k(690) = 18.735$	$M_{пер}(690) = -3.185$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -39.585$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

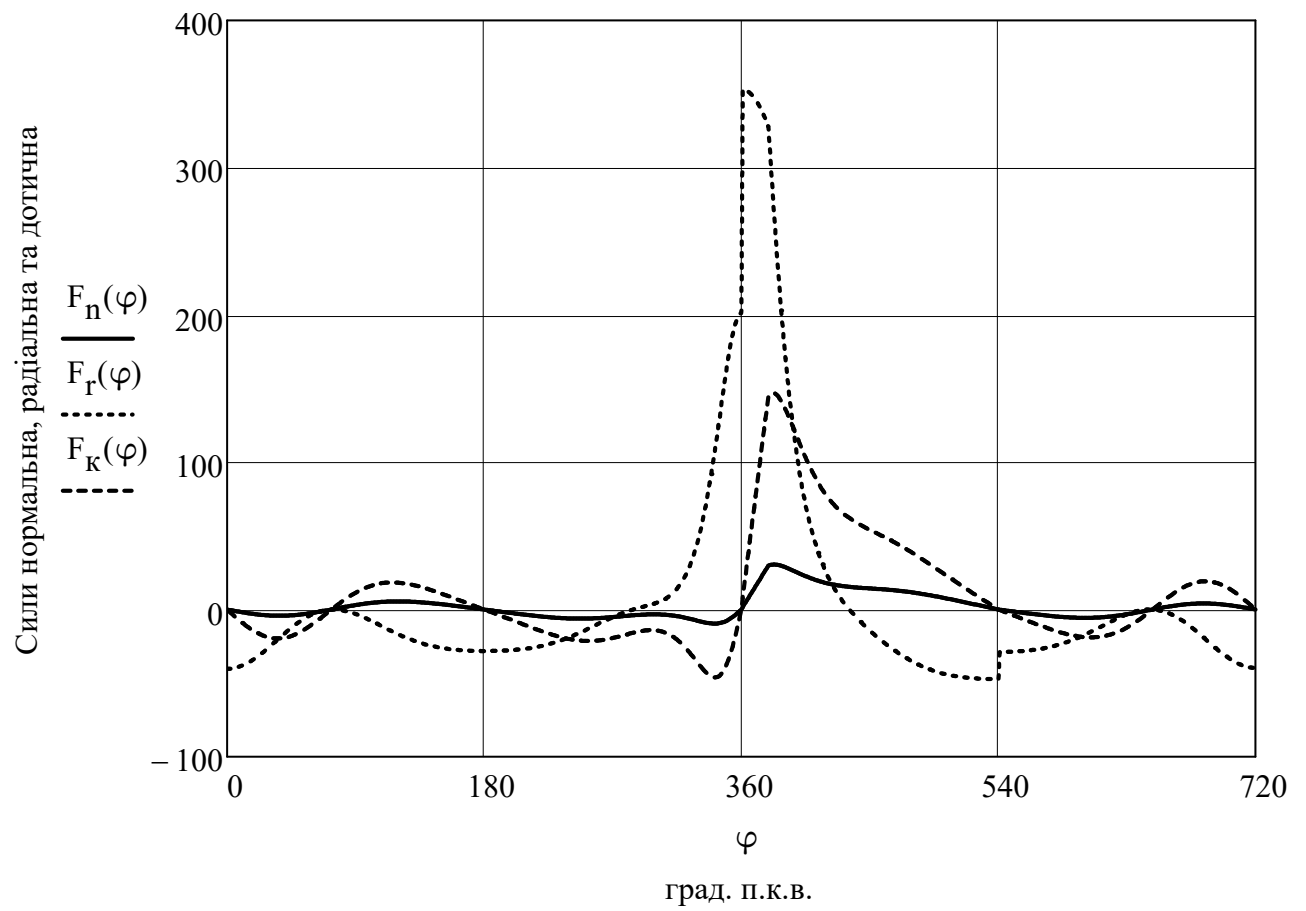
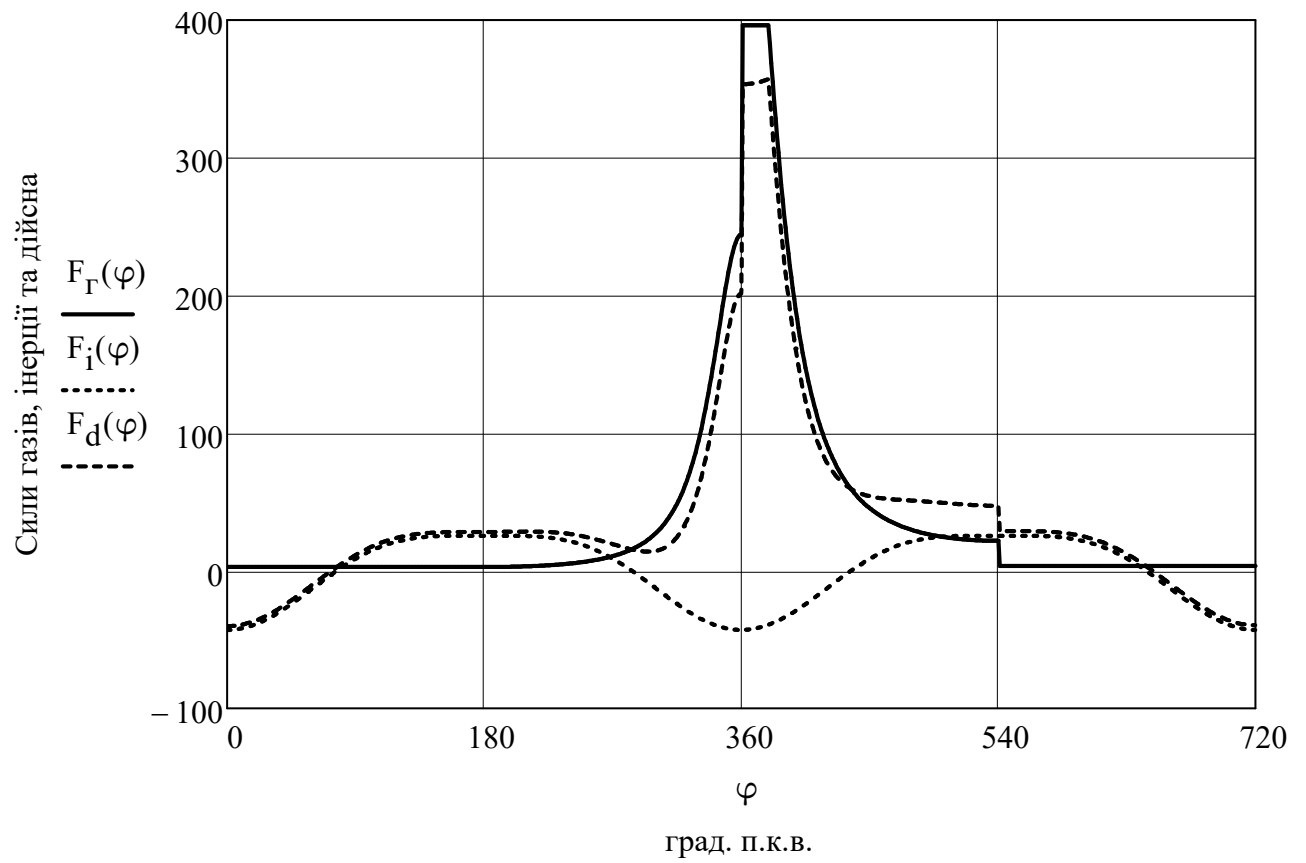


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

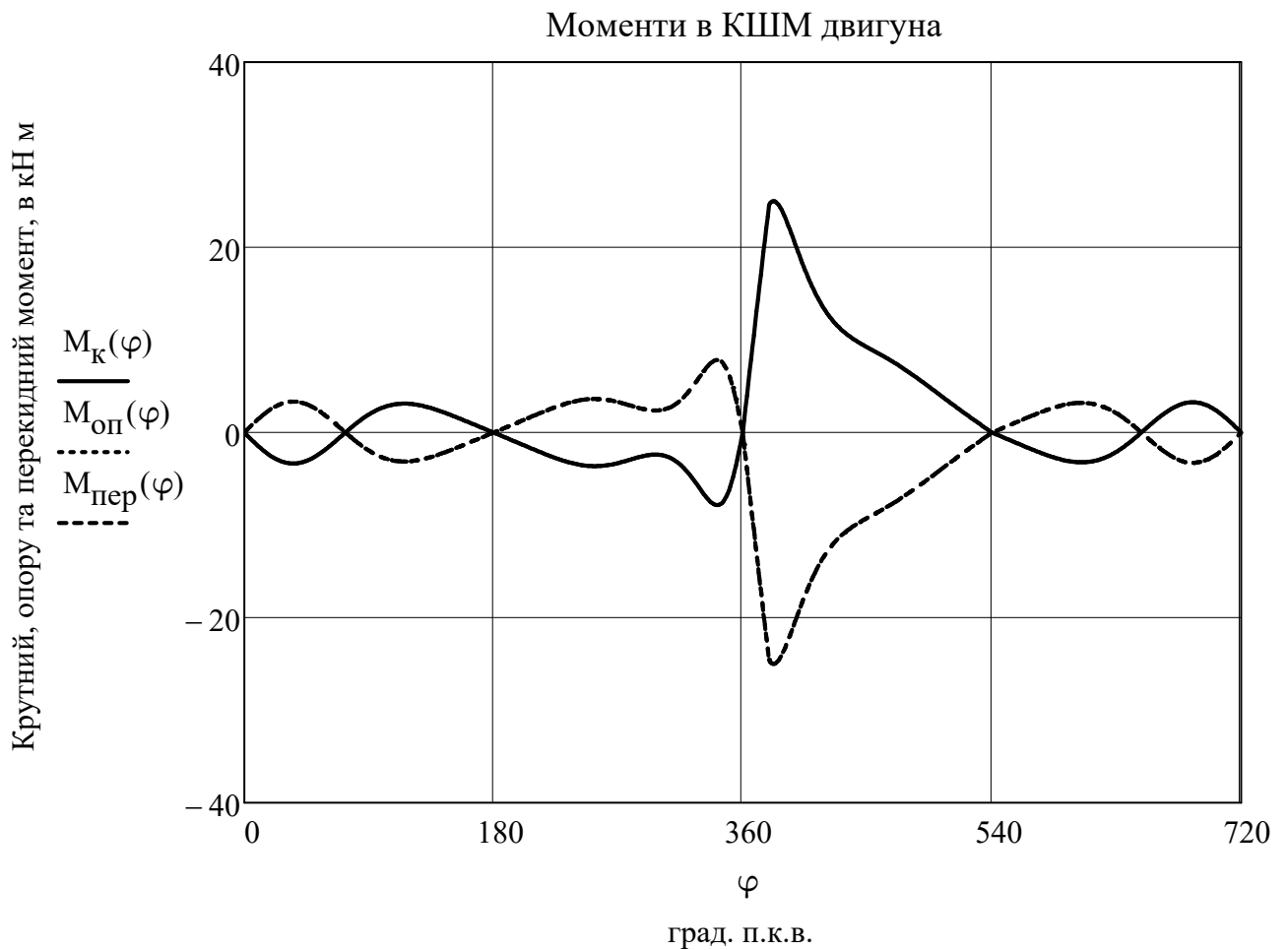


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

$$\varphi_{\text{сп}} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 4}{8} = 90$$

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

$\Delta\varphi_{\text{к}} = 1$ - крок розрахунку;

$\varphi_{\text{к}} = 0, \Delta\varphi_{\text{к}} \dots \varphi_{\text{сп}}$ - розрахунковий діапазон зміни значень кута повороту;

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(\varphi_{\text{к}}) = \sum_{j=0}^{i-1} (F_{\text{к}}(\varphi_{\text{сп}} \cdot j + \varphi_{\text{к}}) \cdot s)$$

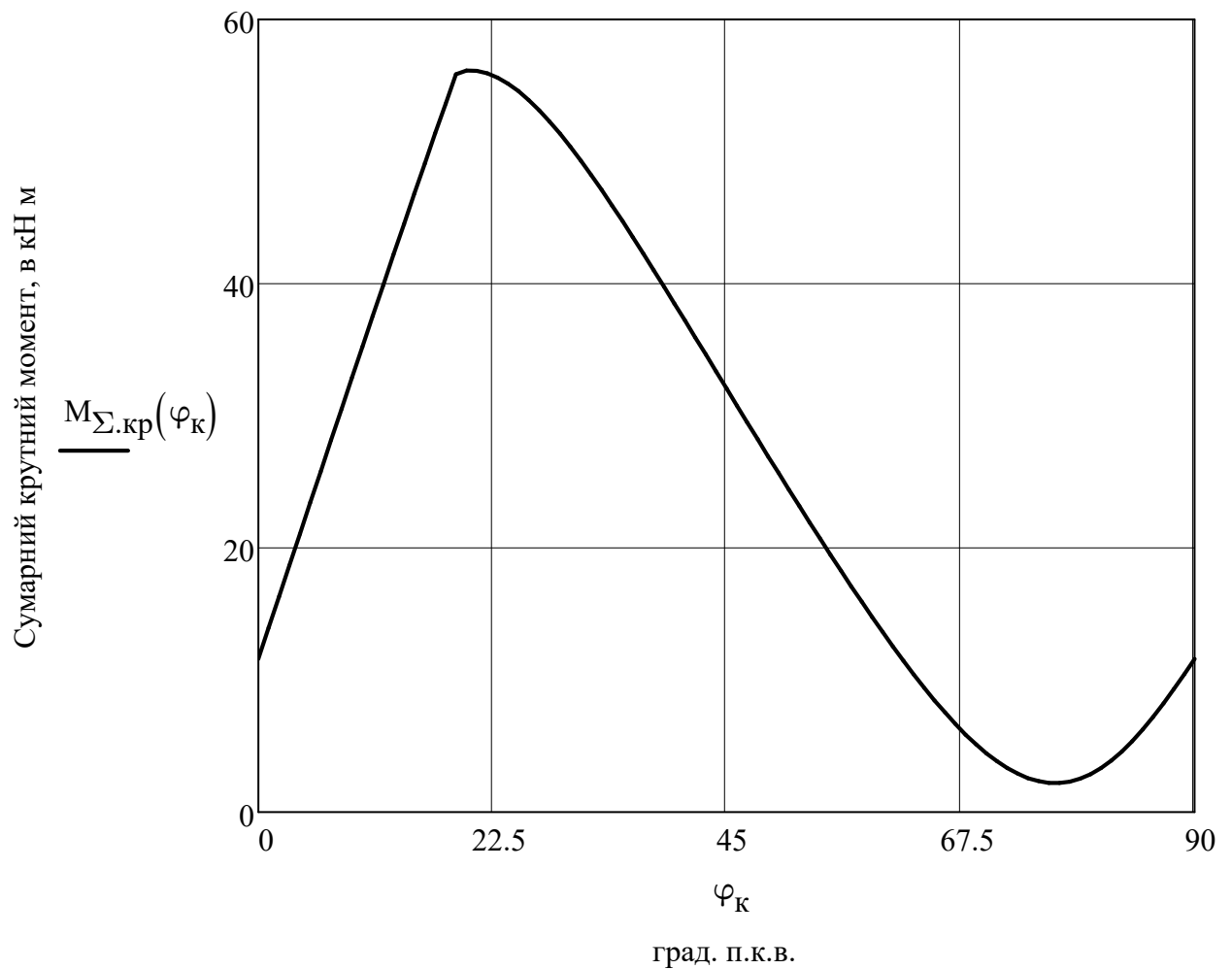


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

Нижче приведено масиви розрахованих значень величини сумарного крутного моменту, в кНм

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0) = 11.593$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 32.87$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 20.702$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 53.629$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 10.424$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 53.134$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 3.335$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 43.529$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 3.332$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 32.072$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 11.593$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_G + Q_M + Q_{н.в}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_G - теплота, що виноситься випускними газами

Q_M - теплота, що відводиться маслом

$Q_{н.в}$ - невраховані теплові втрати

2.4.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.р}}{3.6} = \frac{122.804 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 1.448 \times 10^6$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.4.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ер} = 10^3 \cdot 600.339 = 600339.441$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{6.003 \times 10^5}{1.448 \times 10^6} \cdot 100 = 41.46$$

перевірка отриманого значення в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 1447984.986 \cdot 0.414 = 600000$$

Виравовуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|6.003 \times 10^5 - 6 \times 10^5|}{6.003 \times 10^5} \cdot 100 = 0.057$$

2.4.4 Теплоота, яка відводиться охолоджуальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H}$$

де Q_W - теплоота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

$Q_{T.П}$ - теплоота, еквівалентна роботі на тертя поршня

$Q_{B.H}$ - теплоота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, в $D_{ж} / c$

$$Q_W = (-W_{наП} + W_{ст} + W_{г.р} + W_{виП}) \cdot Q_{П}$$

де $W_{наП} = 0$ - відносна втрата палива на діляниці наповнення

$W_{ст} = 0$ - відносна втрата палива на діляниці стиску

$W_{г.р} = 0.11$ - відносна втрата палива на діляниці горіння-розширення

$W_{виП} = 0.05$ - відносна втрата палива на діляниці випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{наП} + W_{ст} + W_{г.р} + W_{виП}) = -0 + 0 + 0.11 + 0.05 = 0.16$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{П} = 0.16 \cdot 1447984.986 = 231677.598$$

Теплоота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{ср.т} = 0.6 \cdot p_M = 0.600 \cdot 154.867 = 92.920$$

Робочий об'єм циліндру, в m^3

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.25^2}{4} \cdot 0.34 = 0.017$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_s \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{92.92 \cdot 0.01669 \cdot 500 \cdot 8}{30 \cdot 4} = 51.6936$$

Теплота, еквівалентна роботі витраченій на тертя поршня, в Дж / с

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 51.694 = 51693.598$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в Дж / с

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} = 231677.598 + 51693.598 = 283371.196$$

Витрата охолоджуючої рідини, в м³ / с

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B}$$

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

$\rho_B = 1000$ кг / м³ - середня густина води

$C_{\text{мв}} = 4.19$ Дж / кг - середня теплоємність води

$\Delta T_B = 10$ - температурний перепад води в холодильнику

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{283371.19594 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.00812$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}}$$

де $\Delta p_B = 98$ кПа - гідравлічний опір системи

$\eta_{\text{в.н}} = 0.9$ - ККД водяного насосу

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.008 \cdot 98}{0.9} = 0.884$$

Тоді теплота що еквівалентна роботі на привід водяного насосу буде, в Дж / с

$$Q_{B.H} = 10^3 \cdot P_{B.H} = 10^3 \cdot 0.884 = 883.703$$

Відповідно теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, в Дж / с

$$Q_B = Q_W + Q_{T.II} + Q_{B.H} = 231677.6 + 51693.6 + 883.7 = 284254.9$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{II}} \cdot 100 = \frac{284254.899}{1447984.986} \cdot 100 = 19.631$$

Температура залишкових газів, в °С

$$t_r = T_r - 273 = 750 - 273 = 477$$

Температура на початку стиску , в °С

$$t_d = T_d - 273 = 319.523 - 273 = 46.523$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 477 = 33.411$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 46.523 = 29.111$$

2.4.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в Дж / с

$$Q_r = \frac{B_e}{3.6} \cdot (M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r - M_1 \cdot mCp \cdot t_d)$$

$$\Delta i'_r = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 1.022 \cdot 33.411 \cdot 477 = 16285.836$$

$$\Delta i''_r = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.989 \cdot 29.111 \cdot 46.523 = 1339.551$$

$$\Delta i_r = \Delta i'_r - \Delta i''_r = 16285.8 - 1339.6 = 14946.3$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{122.804}{3.6} \cdot 14946.285 = 509849.584$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{509849.584}{1447984.986} \cdot 100 = 35.211$$

2.4.6 Теплота, що відводиться з маслом та на привід масляного насосу

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{154.867}{1233.986} \cdot 0.474 = 0.059$$

Теплота, що еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна,
в Дж / с

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.059 \cdot 1447984.986 = 86107.283$$

Тоді, що теплота еквівалентна роботі на подолання опору в двигуні, в Дж / с

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 231677.598 + 86107.283 - 284254.899 = 33529.982$$

Витрата циркуляційного масла, в м³ / с

$$V_{\text{м}} = \frac{K_2 \cdot Q_{\text{м1}}}{\rho_{\text{м}} \cdot C_{\text{мм}} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_{\text{м}}}$$

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

$\rho_{\text{м}} = 900$ кг / м³ - густина мастила

$C_{\text{мм}} = 2.094$ Дж / кг - середня теплоємність масла

$\Delta T_{\text{м}} = 6$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mM} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 3.353 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 4.448 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насосу, в кВт

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3}$$

де $p_0 = 0.4 \cdot 10^6$ Па - робочий тиск в системі мащення

$\eta_{M.H} = 0.8$ - ККД масляного насоса

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{4.448 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 2.224$$

Теплота витрачена на привід насосу, в Дж / с

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 2.224 = 2223.946$$

Тоді теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в Дж / с

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 33529.982 + 2223.946 = 35753.927$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{35753.927}{1447984.986} \cdot 100 = 2.469$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж / с

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \sum \left(\frac{Q_e + Q_B}{Q_T + Q_M} \right) = 1447985 - \sum \left(\frac{600339.4 + 284254.9}{509849.6 + 35753.9} \right) = 17787.1$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{17787.135}{1447984.986} \cdot 100.000 = 1.228$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	Q Дж/с,	q %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 1447985$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 600339.4$	$q_e = 41.5$	29...45%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 509849.6$	$q_{\Gamma} = 35.2$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 284254.9$	$q_B = 19.6$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 35753.9$	$q_M = 2.5$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 17787.1$	$q_{HB} = 1.2$	до 3%

Отримані в результаті розрахунку значення складових теплового балансу входять у вказані межі.

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 41.46 + 35.211 + 19.631 + 2.469 + 1.228 = 100$$

Перевірка підтвердила правильність проведених розрахунків

2.5 Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна-прототипу та висновки по розділу.

Таблиця 2.1 – Ефективні показники двигуна-прототипу та проектного двигуна.

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельні значення		Порівняння у %
				Двигун-прототип	Проект. двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	441	600,3	36,12
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	850	1079	25,47
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,395	0,414	4,81
4	Механічний ККД	η_m	-	0,85	0,874	2,82
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	г / (кВт год)	211	205	- 2,84
6	Діаметр циліндру	D	мм	250	250	0,0
7	Хід поршня	S	мм	340	340	0,0

В даному підрозділі вирішувалось завдання щодо забезпечення номінальної ефективної потужності проектного дизельного двигуна на рівні, необхідному для роботи стаціонарної електростанції потужністю 600 кВт, при збереженні показників надійності та довговічності двигуна-прототипу 8ЧН 25/34. За результатами розрахунку параметрів робочого циклу поставлене завдання було виконано, що підтверджується отриманими ефективними показниками проектного двигуна.

Порівняльний аналіз показує, що величина ефективної потужності проектного двигуна становить 600,3 кВт, що відповідає приросту 36,1% відносно прототипу. Зміна номінальної потужності супроводжується відповідною зміною середнього ефективного тиску в циліндрі, значення якого для проектного двигуна відрізняється від показника прототипу на 25,5%. Це обумовлено особливостями прийнятих параметрів робочого циклу та умовами наповнення циліндра.

Оптимізація робочого циклу та раціональний вибір початкових даних для розрахунку дозволили отримати високі паливно-економічні показники.

Так, питома ефективна витрата палива зменшилась на 2,8 % у порівнянні з двигуном-прототипом, а значення ефективного ККД корисної дії відповідно зросло на 4,8%. Отримані результати свідчать про доцільність та ефективність прийнятих рішень щодо параметрів робочого циклу проектного двигуна.

Прийняті конструктивні та розрахункові рішення дозволили зменшити механічні втрати двигуна, що відобразилось на зміні механічного коефіцієнта корисної дії, який відрізняється від показника прототипу на 2,8 %. При цьому геометричні розміри циліндро-поршневої групи залишились незмінними та відповідають двигуну-прототипу, що забезпечує збереження масогабаритних параметрів силової установки.

У даному підрозділі виконано розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна, побудовано теоретичну та дійсну індикаторні діаграми, визначено сили та моменти, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, а також розраховано складові зовнішнього теплового балансу. Отримані результати дозволяють оцінити ефективність прийнятих технічних рішень та є основою для подальшого аналізу надійності роботи дизельного двигуна і обґрунтування доцільності вдосконалення конструкції кільця.

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПОРШНЕВОГО КІЛЬЦЯ.

3.1 Умови роботи та конструкція поршневих кілець.

3.1.1 Конструкційні особливості та навантаження поршневих кілець

Поршневі компресійні кільця є одним з найбільш навантажених і відповідальних елементів циліндро-поршневої групи дизельного двигуна. Їх основне призначення полягає в забезпеченні герметичності камери згоряння, відведенні тепла від поршня до втулки циліндра, а також у формуванні умов для стабільної роботи мастильного шару на поверхні тертя. Для середньообертових дизельних двигунів (СОД) стаціонарних електростанцій, зокрема двигуна типу 8ЧН 25/34, характерні тривалі режими роботи під сталим або близьким до номінального навантаженням, що зумовлює специфічні умови роботи компресійних кілець та підвищені вимоги до їх надійності й довговічності.

Ущільнювальна дія компресійних кілець забезпечується їх притисненням до дзеркала циліндра і бічних поверхонь поршневих канавок, а також лабіринтовою дією пакета кілець. До стінки циліндра кільце притискається силою власної пружності та силою тиску робочих газів, які проникають через зазор між поршнем і циліндром у надкільцевий та закільцевий простір. Величина питомого тиску, що створюється власною пружністю кільця, є відносно невеликою і для СОД, до яких належить 8ЧН 25/34, зазвичай знаходиться у верхній частині діапазону 0,5–2,0 бар. Основною складовою притискної сили є тиск газів, який значно зростає під час такту згоряння та розширення.

Лабіринтова дія пакета компресійних кілець полягає у послідовному перетіканні газів через систему об'ємів, з'єднаних вузькими щілинами. У процесі такого перетікання відбувається багаторазове розширення газів, що супроводжується втратами енергії на вихроутворення, тертя та локальні дросельні ефекти.

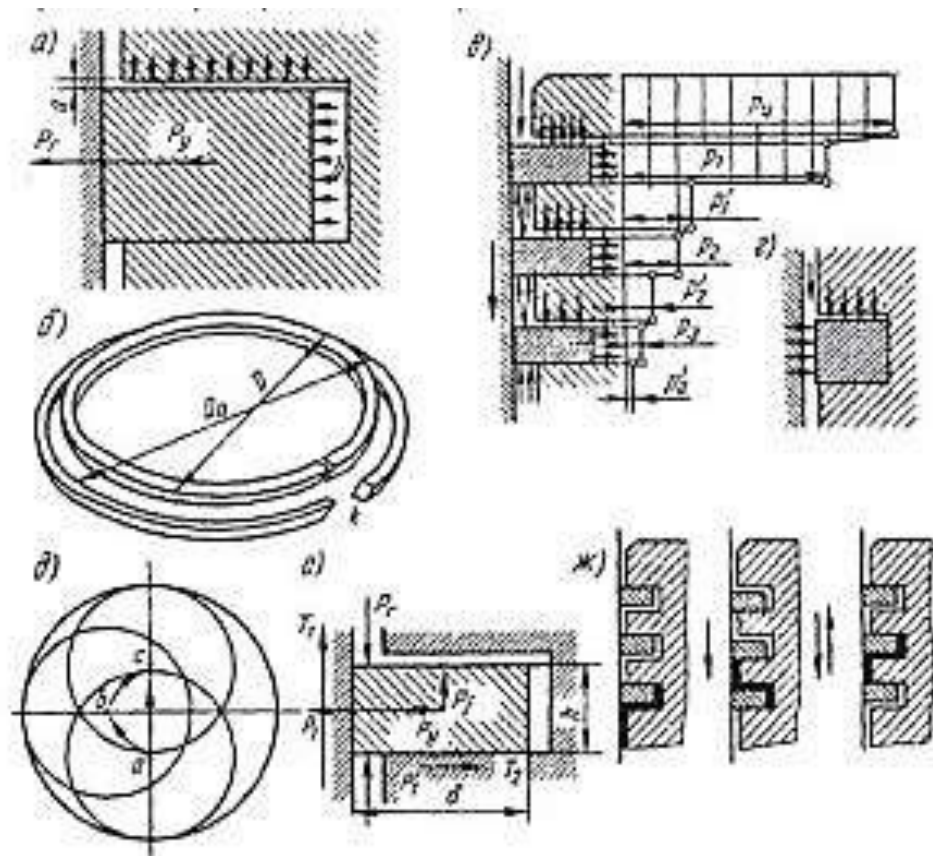


Рис. 3.1 – Схема навантаження поршневого кільця.

У результаті тиск газів за кільцями зменшується ступінчасто: за першим кільцем він становить приблизно 75 - 100%, за другим - близько 20%, а за третім - не перевищує 8% від тиску в камері згоряння. Саме перше компресійне кільце сприймає найбільші теплові й механічні навантаження, у зв'язку з чим воно характеризується найбільш інтенсивним зносом, особливо в зоні верхньої мертвої точки, де погіршуються умови змащення та спостерігаються максимальні температури.

У процесі роботи двигуна поршневі кільця здійснюють складний рух, що включає радіальні, осьові та обертальні переміщення. Радіальні та осьові переміщення зумовлені дією газових сил, інерційних навантажень і перекладанням поршня в циліндрі, під час якого змінюється знак нормальної сили. Обертальний рух кільця навколо осі поршня обумовлений зворотно-кутовими переміщеннями поршня при кожному оберті колінчастого валу. За умови нормальної роботи цей рух є повільним і нерівномірним, однак він сприяє більш рівномірному зносу кільця по колу.

При зношуванні кільця або поршневої канавки порушується щільність посадки кільця, унаслідок чого газу починають прориватися в потиличну частину кільця. Це призводить до зменшення сили його притиснення до дзеркала циліндра, втрати ущільнювальної здатності та інтенсивного перегріву. Підвищення температури в зоні канавки створює сприятливі умови для коксування мастила, що з часом може призвести до заклинювання кільця і повної втрати його функціональних властивостей.

Втрата тиску за кільцем також викликає радіальну вібрацію, під час якої кільце здійснює удари об внутрішню стінку канавки, після чого знову розтискається і контактує з поверхнею циліндра. Знакозмінні навантаження такого характеру є однією з основних причин поломки кілець, які зазвичай відбуваються в їх середній частині.

Окрім ущільнювальної функції, поршневі кільця беруть участь у перерозподілі мастила по поверхні циліндра, виконуючи роль своєрідного масляного насоса. При зростанні зносу циліндро-поршневої групи та кілець збільшується кількість масла, що надходить у камеру згоряння і згорає, що призводить до підвищеної витрати мастила та погіршення екологічних показників двигуна.

Для стаціонарних електростанцій, які працюють у тривалому режимі, ці фактори мають особливо важливе значення з точки зору економічності та міжремонтного ресурсу.

До компресійних кілець середньообертових дизельних двигунів висуваються високі вимоги щодо міцності, пружності та збереження цих властивостей при тривалому впливі високих температур і змінних навантажень. Важливим є також забезпечення рівномірного розподілу радіального тиску по колу кільця, малого коефіцієнта тертя та високої зносостійкості.

Традиційним матеріалом для виготовлення кілець є сірий чавун з кульовим графітом з легуючими добавками, який поєднує добрі антифрикційні властивості з достатньою міцністю та технологічністю.

У сучасних середньообертових дизелях, включаючи двигуни електростанцій, широко застосовуються різні конструктивні форми кілець і способи підвищення зносостійкості їх робочої поверхні. Поряд зі стандартними прямокутними кільцями використовуються кільця зі скошеними кромками, що сприяє швидшому припрацюванню та формуванню стабільного масляного клина.

Для підвищення ресурсу широко застосовуються хромові та молібденові покриття, при цьому особливого поширення набули пористі хромові покриття, які забезпечують краще утримання мастила в період припрацювання. Останні дослідження також спрямовані на оптимізацію мікрогеометрії робочої поверхні кільця та керування його деформаціями в процесі роботи.

Запропонована в даному дипломному проєкті конструкція компресійного кільця передбачає формування складної триділянкової контактної поверхні. Враховуючи те, що під час осьового руху кільця сила тертя переважає силу осьової пружності, кільце зазнає скручування, що може призводити до порушення герметичності в парі «кільце–циліндр».

Для компенсації цього ефекту на зовнішній контактній поверхні кільця пропонується виконати дві напівсферичні ділянки, які забезпечують стабільний контакт під час скручування, а також прямолінійну ділянку в центральній частині кільця, відповідальну за герметичність у зонах зупинки поршня.

Така форма контактної поверхні дозволяє зменшити чутливість ущільнення до деформацій кільця, знизити інтенсивність зносу та підвищити надійність роботи дизельного двигуна стаціонарної електростанції.

3.1.2 Аналіз навантажень, деформацій та зносу компресійного кільця

Компресійні кільця дизельного двигуна працюють в умовах складної сукупної дії газових, теплових та механічних навантажень, характер і величина яких істотно залежать від типу двигуна та режимів його експлуатації. Для середньообертових дизельних двигунів стаціонарних електростанцій, зокрема двигуна типу 8ЧН 25/34, визначальними є тривалі режими роботи при сталому або

близькому до номінального навантаженні, що зумовлює тривале перебування кільця у зоні підвищених температур і тисків та обмежені можливості їх теплового розвантаження.

Основним навантаженням, яке діє на компресійне кільце, є сила тиску газів з боку камери згоряння. Під час робочого ходу тиск газів передається через зазори між поршнем, кільцем і стінкою циліндра у закільцевий простір, формуючи радіальну силу, що притискає кільце до дзеркала циліндра.

При цьому розподіл тиску по висоті кільця є нерівномірним, що призводить до виникнення згинальних і скручувальних моментів у його перерізі. У зоні верхньої мертвої точки ці навантаження досягають максимальних значень, а умови змащення є найбільш несприятливими, що створює передумови для інтенсивного зносу.

Теплові навантаження компресійного кільця визначаються безпосереднім контактом із гарячими газами, а також теплопередачею від поршня. Температурне поле кільця є неоднорідним як по висоті, так і по колу, що призводить до виникнення термічних напружень і зміни геометрії кільця в процесі роботи.

Для двигунів електростанцій характерним є тривале перебування кільця при підвищеній середній температурі, що з часом може призводити до релаксації напружень і втрати пружних властивостей матеріалу, особливо при наявності теплових перевантажень.

Механічні навантаження на кільце зумовлені взаємодією з поршневою канавкою та стінкою циліндра, а також інерційними силами, що виникають під час зворотно-поступального руху поршня. Перекладання поршня в циліндрі супроводжується зміною напрямку нормальної сили, унаслідок чого кільце здійснює осьові переміщення в канавці і періодично контактує з її верхньою або нижньою полицею. Це призводить до локальних контактних напружень, зносу полиць канавки та додаткових деформацій кільця.

Особливе значення для оцінки працездатності компресійного кільця має його схильність до скручування. Скручування кільця виникає внаслідок того, що сила

тертя між кільцем і дзеркалом циліндра під час осьового руху перевищує силу осьової пружності кільця.

У результаті цього в поперечному перерізі кільця виникає крутний момент, який змінює положення його робочих кромок відносно поверхні циліндра. Для стандартних кілець це може призводити до зменшення площі контакту, порушення герметичності та зростання локальних зносів, особливо при тривалій роботі двигуна в одному режимі.

Знос компресійних кілець має складний характер і включає абразивну, адгезійну та корозійну складові. Абразивний знос зумовлений наявністю твердих частинок у мастилі та продуктів згоряння, адгезійний - локальними зонами сухого тертя, а корозійний - дією агресивних компонентів згоряння палива.

Для стаціонарних дизельних двигунів характерним є поступове накопичення зносу в зоні верхньої мертвої точки, що з часом призводить до зростання прориву газів, підвищення температури кільця та виникнення його вібрації.

Втрата пружності кільця в процесі експлуатації істотно впливає на його роботу. Зменшення радіальної товщини кільця внаслідок зносу призводить до різкого зниження сили його притиснення до стінки циліндра.

Навіть відносно невеликий знос може спричинити суттєве падіння притискної сили, що в поєднанні з тепловими перевантаженнями призводить до появи радіальної вібрації кільця. Вібраційні процеси супроводжуються ударними навантаженнями, які значно прискорюють втомне руйнування кільця та можуть викликати його поломку.

Аналіз умов роботи, навантажень і характеру зносу компресійних кілець у дизельному двигуні 8ЧН 25/34 показує, що традиційні конструктивні рішення не завжди забезпечують стабільну герметичність і рівномірний контакт кільця з дзеркалом циліндра в умовах тривалої роботи електростанції.

Це обґрунтовує доцільність пошуку конструктивних рішень, спрямованих на зменшення негативного впливу деформацій і скручування кільця, стабілізацію контактної взаємодії та зниження інтенсивності зносу, що і покладено в основу подальшої розробки вдосконаленої конструкції компресійного кільця.

3.1.3 Обґрунтування та опис вдосконаленої конструкції компресійного кільця

На основі аналізу умов роботи, навантажень та характеру зносу компресійних кілець дизельного двигуна 8ЧН 25/34, виконаного в попередньому підрозділі, запропоновано вдосконалену конструкцію компресійного кільця, спрямовану на підвищення надійності ущільнення, стабілізацію контакту з дзеркалом циліндра та зменшення інтенсивності зносу при тривалій роботі двигуна в стаціонарних режимах.

Одним із ключових конструктивних рішень є застосування трапецеїдальної форми поперечного перерізу компресійного кільця. На відміну від традиційного прямокутного перерізу, трапецеїдальна форма дозволяє зменшити схильність кільця до скручування під дією газових та фрикційних сил. Завдяки цьому забезпечується більш стабільне положення кільця в поршневій канавці та рівномірніший розподіл контактних напружень по висоті кільця, що особливо важливо для середньообертових дизельних двигунів електростанцій із тривалими режимами роботи.

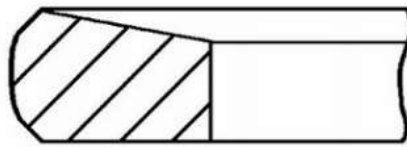


Рис. 3.2 – Схема поршневого кільця трапецеїдального перерізу.

Верхня сторона кільця виконана дещо ширшою порівняно з нижньою, що обґрунтовано характером дії тиску газів у циліндрі. Під час робочого ходу основна частина газового навантаження прикладається саме до верхньої кромки кільця, через яку тиск передається в закільцевий простір. Збільшення ширини верхньої частини перерізу дозволяє ефективніше сприймати це навантаження, зменшити питомі контактні напруження та підвищити опір кільця деформаціям. Крім того, таке конструктивне рішення сприяє стабільнішому притисканню кільця до дзеркала циліндра в зоні максимального тиску газів, що позитивно впливає на герметичність камери згоряння.

Важливим елементом удосконаленої конструкції є заміна традиційного косого замка кільця на ступінчастий. Косий замок, хоча й забезпечує певне зменшення прориву газів у порівнянні з прямим, усе ж залишається відносно коротким шляхом для перетоку відпрацьованих газів. Застосування ступінчастого замка дозволяє суттєво збільшити довжину шляху газів, що прориваються через замкову зону, а також створює додаткові місцеві опори потоку. Це призводить до зниження інтенсивності прориву газів у картер, зменшення теплового навантаження на кільце та покращення умов його змащення.

Поєднання трапецеїдальної форми перерізу, збільшеної ширини верхньої сторони та ступінчастого замка забезпечує комплексний позитивний ефект. Запропонована конструкція сприяє зменшенню скручування кільця, стабілізації його положення в поршневій канавці, покращенню ущільнювальних властивостей і зниженню зносу робочих поверхонь. Це особливо актуально для дизельних двигунів стаціонарних електростанцій, де надійність і довговічність поршневої групи мають вирішальне значення для безперервної та економічної експлуатації установки.

Запропоновані конструктивні рішення є основою для подальших розрахунків напружено-деформованого стану кільця, оцінки його працездатності та порівняння з серійною конструкцією, що буде виконано в наступних підрозділах дипломного проекту.

Додатково в запропонованій конструкції компресійного кільця передбачається застосування захисного покриття на його радіальній контактній поверхні, яке безпосередньо взаємодіє з дзеркалом циліндра. Основним призначенням такого покриття є зниження коефіцієнта тертя в парі «кільце–циліндр», покращення умов граничного та змішаного змащення, а також зменшення інтенсивності зносу в найбільш навантажених зонах, насамперед у районі верхньої мертвої точки. Для стаціонарних дизельних двигунів електростанцій, що працюють тривалий час на сталих режимах, ці фактори мають особливе значення, оскільки визначають ресурс циліндро-поршневої групи та стабільність ущільнення протягом усього міжремонтного періоду.

Як один із можливих варіантів розглядається застосування графітовмісного покриття, яке характеризується наявністю твердого змащувального компонента та здатністю забезпечувати прийнятні трибологічні властивості навіть у разі тимчасового погіршення умов подачі масла. Разом із тим, з урахуванням сучасних тенденцій у двигунобудуванні, перспективними є також композиційні покриття на основі молібдену, плазмового напилення з додаванням твердих мастильних фаз, а також тонкі зносостійкі покриття типу PVD або DLC, які поєднують низький коефіцієнт тертя з високою твердістю та термостійкістю. Застосування таких покриттів дозволяє додатково знизити ризик задирів, стабілізувати процес припрацювання кільця та підвищити загальну надійність ущільнювального вузла при тривалій експлуатації дизельного двигуна електростанції.

Для оцінки доцільності застосування захисного покриття на радіальній контактній поверхні компресійного кільця було проаналізовано найбільш поширені та перспективні технології, які використовуються в сучасному двигунобудуванні. Критеріями порівняння слугували зносостійкість, коефіцієнт тертя, працездатність за умов граничного змащення, термічна стабільність, а також технологічна придатність для середньообертових стаціонарних дизельних двигунів електростанцій.

Графітовмісні покриття характеризуються наявністю твердого мастильного компонента, що забезпечує зниження коефіцієнта тертя навіть за недостатньої подачі масла або в період холодного пуску. Такі покриття добре себе зарекомендували в умовах тривалої роботи на сталих режимах, що є типовим для дизель-генераторних установок. До їх переваг також належить відносна простота нанесення та добра сумісність із традиційними матеріалами кілець із високоміцного чавуну. Разом із тим графітові покриття мають обмежену зносостійкість при високих питомих навантаженнях і можуть поступатися сучасним композиційним системам за ресурсом.

Молібденові покриття, зокрема отримані методом плазмового напилення, поєднують високу зносостійкість із хорошими антифрикційними властивостями. Пориста структура такого покриття сприяє утриманню масла на поверхні тертя, що

покращує умови змащення в зоні верхньої мертвої точки. Саме тому молібденові покриття широко застосовуються у форсованих дизельних двигунах, у тому числі середньообертових. Недоліком є вища вартість і підвищені вимоги до технології нанесення, проте для стаціонарного двигуна електростанції ці витрати можуть бути виправдані збільшенням ресурсу та зниженням експлуатаційних витрат.

Найбільш сучасним напрямком є застосування тонких зносостійких покриттів типу DLC (Diamond-Like Carbon) або PVD-покриттів. Вони відрізняються надзвичайно низьким коефіцієнтом тертя, високою твердістю та стабільністю властивостей у широкому температурному діапазоні. Такі покриття ефективно зменшують втрати на тертя та інтенсивність зношування, однак їх застосування у великих середньообертових дизелях поки що обмежене через високу вартість, складність нанесення на кільця великого діаметра та підвищені вимоги до якості базової поверхні.

З урахуванням умов роботи дизельного двигуна 8ЧН 25/34, призначеного для стаціонарної електростанції, найбільш раціональним є застосування графітового або молібденового покриття радіальної контактної поверхні компресійного кільця. Таке рішення дозволяє досягти компромісу між зносостійкістю, стабільністю ущільнення, технологічною реалізованістю та економічною доцільністю, водночас створюючи резерв для подальшого впровадження більш прогресивних покриттів у разі модернізації конструкції двигуна.

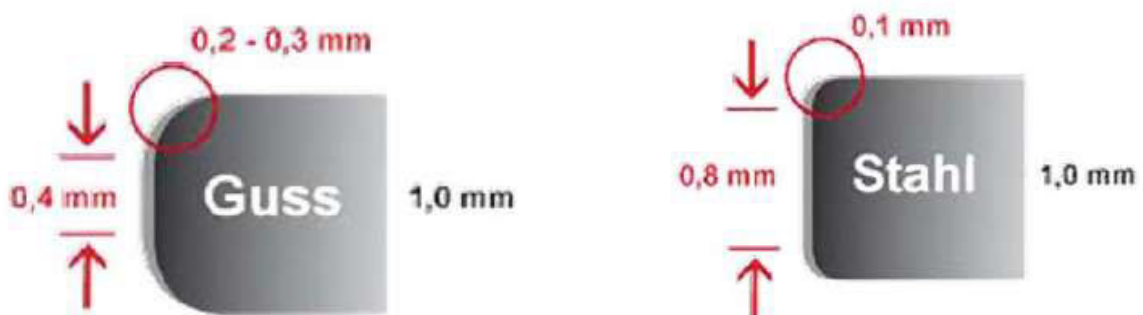


Рис. 3.3 – Схема захисного покриття поршневого кільця

3.2 Розрахунок деталей поршневої групи.

3.2.1 Початкові дані для розрахунку поршня

$D = 250$ мм - діаметр циліндра двигуна;

$S = 340$ мм - хід поршня;

$p_{zd} = 8.174$ МПа - максимальний тиск згорання, при $n_N = 500$ об/хв

$N_{max} = 0.029$ МН - найбільша нормальна сила, при $\varphi = 390^\circ$

$m_{\Pi} = 53$ кг - маса поршневої групи;

$n_{x.max} = 500$ хв⁻¹ - частота обертання;

$\lambda = 0.256$ - кривошипно-шатунне відношення;

$H = 386$ мм - висота поршня;

$h_{\text{ю}} = 170$ мм - висота юбки поршня;

$t = 8.5$ мм - радіальна товщина кільця;

$\Delta t = 0.8$ мм - радіальний зазор кільця в канавці поршня;

$s = 15$ мм - товщина стінки головки поршня;

$h_{\Pi} = 20$ мм - товщина верхньої кільцевої перемички поршня;

$n'_M = 20$ - число масляних каналів в поршні;

$d_M = 5$ мм - діаметр масляних каналів в поршні;

$\alpha_{\Pi} = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/К - коефіцієнт лінійного розширення поршня;

$\alpha_{\text{Ц}} = 11 \cdot 10^{-6}$ 1/К - коефіцієнт лінійного розширення гільзи;

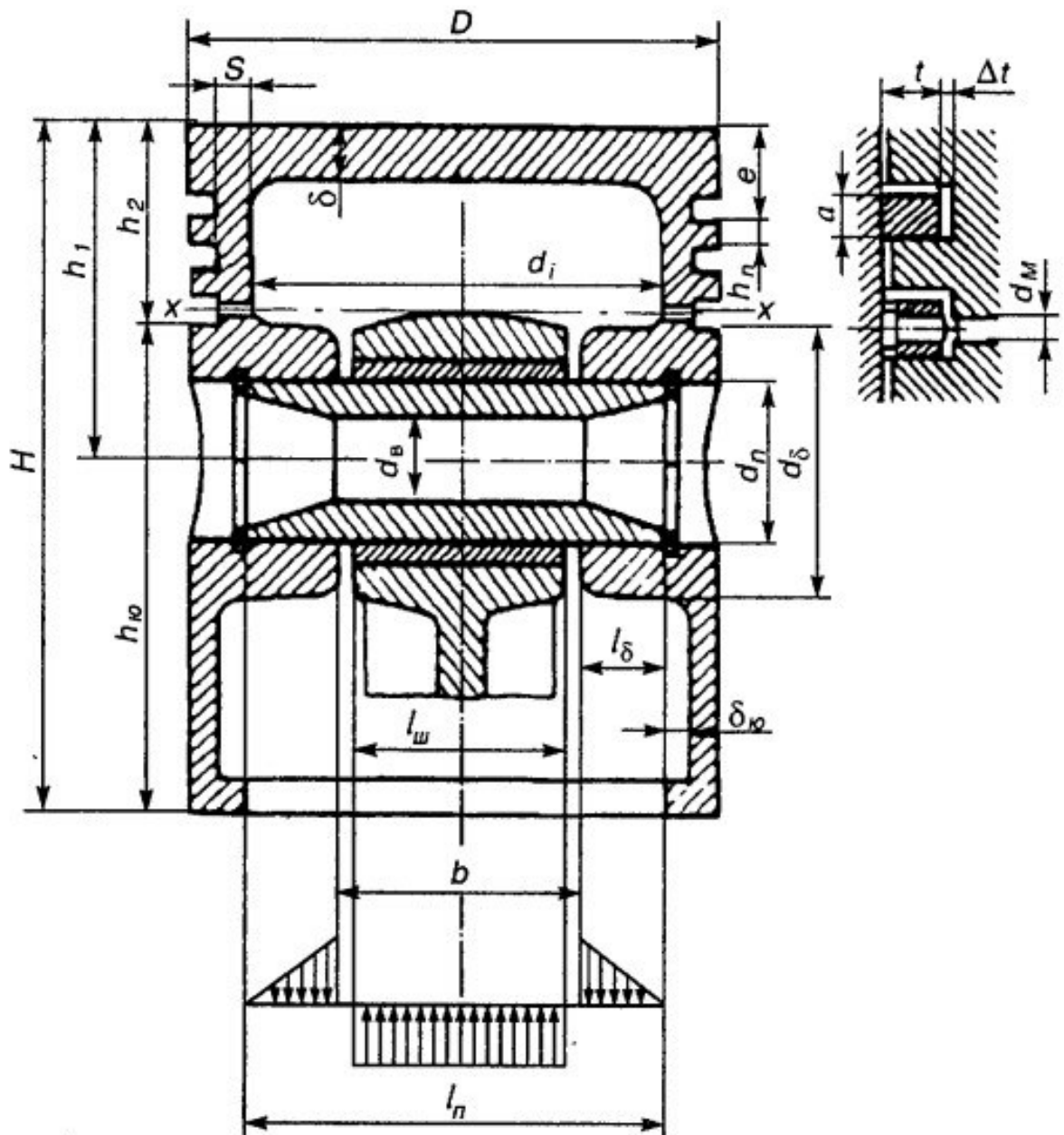


Рис 3.4 - Розрахункова схема поршневої групи.

Механічні навантаження виникають під дією сили тиску газів і сили інерції. Сила тиску газів викликає циклічно повторюється деформацію днища і стінки поршня, а сила інерції бажає розірвати шпильки кріплення головки або днища (в складових порушених).

Термічні навантаження обумовлені безпосереднім зіткненням головки поршня з гарячими газами (через поршень відводиться 8-10% теплоти, що виділяється при згорянні палива в циліндрі), теплове навантаження поршня різко зростає при збільшенні діаметру циліндра D (квадратична залежність) і при переході від чотиритактного до двотактного циклу.

3.2.2 Геометричні розміри поршневої групи

товщина днища поршня;

$$\delta = (0.12 \dots 0.20) \cdot D;$$

$$\delta = 0.16 \cdot D = 0.16 \cdot 250 = 40$$

висота поршня;

$$H = (1.00 \dots 1.50) \cdot D;$$

$$H = 1.25 \cdot D = 1.25 \cdot 250 = 312.5$$

висота жарового пояса;

$$e = (0.11 \dots 0.20) \cdot D;$$

$$e = 0.16 \cdot D = 0.16 \cdot 250 = 40$$

товщина першої кільцевої перетинки;

$$h_{\Pi 1} = (0.04 \dots 0.06) \cdot D;$$

$$h_{\Pi 1} = 0.05 \cdot D = 0.05 \cdot 250 = 12.5$$

висота верхньої частини поршня;

$$h_1 = (0.60 \dots 1.00) \cdot D;$$

$$h_1 = 0.80 \cdot D = 0.80 \cdot 250 = 200$$

висота юбки поршня;

$$h_{\text{ю}} = (0.60 \dots 0.70) \cdot D;$$

$$h_{\text{ю}} = 0.65 \cdot D = 0.65 \cdot 250 = 162.5$$

внутрішній діаметр поршня;

$$d_1 = D - 2 \cdot (s + t) + \Delta t = 250 - 2 \cdot (15 + 8.5) + 0.8 = 203.8$$

товщина стінки головки поршня, мм;

$$S_{\Pi} = (0.05 \dots 0.10) \cdot D;$$

$$S_{\Pi} = 0.08 \cdot D = 0.08 \cdot 250 = 20$$

товщина стінки юбки поршня, мм;

$$\delta_{\text{ю}} = (2.00 \dots 5.00) \cdot D;$$

$$\delta_{\text{Ю}} = 3.50 \cdot D = 3.50 \cdot 250 = 875$$

радіальна товщина компресійного кільця;

$$t_k = (0.040 \dots 0.045) \cdot D;$$

$$t_k = 0.043 \cdot D = 0.043 \cdot 250 = 10.75$$

радіальна товщина маслоз'ємного кільця, мм;

$$t_m = (0.030 \dots 0.043);$$

$$t_m = 0.04 \cdot D = 0.04 \cdot 250 = 10$$

радіальний зазор компресійного кільця в канавці поршня, мм;

$$\Delta t_k = (0.70 \dots 0.95);$$

$$\Delta t_k = 0.83$$

радіальний зазор маслоз'ємного кільця в канавці поршня, мм;

$$\Delta t_m = (0.90 \dots 1.10);$$

$$\Delta t_m = 1.00$$

висота кільця, мм;

$$\alpha = (3.00 \dots 5.00);$$

$$\alpha = 4.00$$

різниця між величинами зазорів замка кільця у вільному та робочому стані;

$$A_0 = (3.20 \dots 4.00) \cdot t;$$

$$A_0 = 3.60 \cdot t = 3.60 \cdot 8.5 = 30.6$$

число масляних отворів в поршні;

$$n_M = (6 \dots 12) \cdot D;$$

$$n_M = 9.50 \cdot D = 9.50 \cdot 250 = 2.375 \times 10^3$$

діаметр масляного каналу;

$$d_M = (0.3 \dots 0.5) \cdot \alpha;$$

$$d_M = 0.4 \cdot \alpha = 0.4 \cdot 4.00 = 1.6$$

діаметр бобишки;

$$d_6 = (0.3 \dots 0.5) \cdot D;$$

$$d_6 = 0.4 \cdot D = 0.4 \cdot 250 = 100$$

відстань між торцями бобишок;

$$b = (0.3 \dots 0.5) \cdot D;$$

$$b = 0.4 \cdot D = 0.4 \cdot 250 = 100$$

зовнішній діаметр поршневого пальця;

$$d_3 = (0.30 \dots 0.38) \cdot D;$$

$$d_3 = 0.34 \cdot D = 0.34 \cdot 250 = 85$$

внутрішній діаметр поршневого пальця;

$$d_b = (0.50 \dots 0.70) \cdot d_3;$$

$$d_b = 0.6 \cdot d_3 = 0.6 \cdot 85 = 51$$

довжина закріпленого пальця;

$$l_{ПЗ} = (0.85 \dots 0.90) \cdot D;$$

$$l_{ПЗ} = 0.87 \cdot D = 0.87 \cdot 250 = 217.5$$

довжина плаваючого пальця;

$$l_{ПВ} = (0.80 \dots 0.85) \cdot D;$$

$$l_{ПВ} = 0.83 \cdot D = 0.83 \cdot 250 = 207.5$$

довжина головки шагуна при закріпленому пальці;

$$l_{ШЗ} = (0.28 \dots 0.32) \cdot D;$$

$$l_{ШЗ} = 0.30 \cdot D = 0.30 \cdot 250 = 75$$

довжина головки шагуна при плаваючому пальці;

$$l_{ШВ} = (0.33 \dots 0.45) \cdot D;$$

$$l_{ШВ} = 0.39 \cdot D = 0.39 \cdot 250 = 97.5$$

радіус кривошипу, м;

$$R = \left(\frac{S}{2} \right) \cdot 10^{-3} = \frac{340}{2} \cdot 10^{-3} = 0.17$$

Площа поршня, в мм²;

$$F_{\Pi} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 250^2}{4} = 4.909 \times 10^4$$

3.2.3 Напруження згинання в днищі поршня, МПа

$$\sigma_{зг} = p_{зд} \cdot \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2$$

де r_i - радіус найбільш небезпечного перерізу;

$$r_i = \left(\frac{D}{2} \right) - (s + t + \Delta t) = \frac{250}{2} - (15 + 8.5 + 0.8) = 100.7 \text{ мм}$$

$$\sigma_{зг} = p_{зд} \cdot \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2 = 8.174 \cdot \left(\frac{100.7}{40} \right)^2 = 51.805$$

3.2.4 Напруження стиску в перерізі х-х, МПа

площа стиску х - х, м²;

$$F_{х.х} = \left[\left(\frac{\pi}{4} \right) \cdot (d_x^2 - d_i^2) - n'_M \cdot F' \right]$$

$$\text{де } d_x = D - 2 \cdot (t + \Delta t) = 250 - 2 \cdot (8.5 + 0.8) = 231.4 \text{ мм}$$

$$d_i = D - 2 \cdot (s + t + \Delta t) = 250 - 2 \cdot (15 + 8.5 + 0.8) = 201.4 \text{ мм}$$

$$F' = \left[\frac{(d_x - d_i)}{2} \right] \cdot d_M = \frac{231.4 - 201.4}{2} \cdot 1.6 = 24 \text{ мм}^2$$

$$F'' = \left(\frac{\pi}{4} \right) \cdot (d_x^2 - d_i^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (231.4^2 - 201.4^2) = 1.02 \times 10^4 \text{ мм}^2$$

$$F_{х.х} = (F'' - n'_M \cdot F') \cdot 10^{-6} = (1.02 \times 10^4 - 20 \cdot 24) \cdot 10^{-6} = 9.718 \times 10^{-3}$$

максимальна сила, що стискає, Н;

$$P_{z\max} = p_{зд} \cdot F_{\Pi} = 8.174 \cdot 4.909 \times 10^4 = 4.012 \times 10^5$$

напруга стиску, МПа;

$$\sigma_{ст} = \frac{P_{z\max}}{F_{х.х}} \cdot 10^{-6} = \frac{401240.287}{0.01} \cdot 10^{-6} = 41.29$$

3.2.5 Напруження розриву в перерізі х-х

максимальна кутова швидкість холостого ходу, рад/с;

$$w_{x.max} = \pi \frac{n_{x.max}}{30} = \pi \cdot \frac{500}{30} = 52.36$$

маса головки поршня з кільцями, що розташовані вище перерізу х - х, кг;

$$m_x = 0.6m_{\Pi} = 0.6 \cdot 53 = 31.8$$

максимальна сила, що розриває, МН;

$$P_j = m_x \cdot R \cdot w_{x.max}^2 \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6} = 31.8 \cdot 0.17 \cdot 52.36^2 \cdot (1 + 0.26) \cdot 10^{-6} = 0.02$$

напруга розриву, МПа;

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{x.x}} = \frac{0.019}{9.718 \times 10^{-3}} = 1.916$$

3.2.6 Напруження в верхній кільцевій перетинці:

перерізу, МПа;

$$\tau = 0.0314 \cdot p_{зд} \cdot \frac{D}{h_{\Pi}} = 0.031 \cdot 8.174 \cdot \frac{250}{20} = 3.208$$

вигину, МПа;

$$\sigma_{виг} = 0.0045 \cdot p_{зд} \cdot \left(\frac{D}{h_{\Pi}} \right)^2 = 0.0045 \cdot 8.174 \cdot \left(\frac{250}{20} \right)^2 = 5.747$$

складне, МПа;

$$\sigma_{\epsilon} = \sqrt{\sigma_{виг}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{5.747^2 + 4 \cdot 3.208^2} = 8.614$$

3.2.7 Питомий тиск поршня на стінку циліндра, МПа;

$$q_1 = \frac{N_{max}}{(h_{ю} \cdot D)} = \frac{0.029}{162.5 \cdot 250} = 7.138 \times 10^{-7}$$

$$q_2 = \frac{N_{max}}{(H \cdot D)} = \frac{0.029}{312.5 \cdot 250} = 3.712 \times 10^{-7}$$

3.2.8 Гарантована рухливість поршня в циліндрі:

діаметр головки поршня, мм;

$$D_{\Gamma} = D - \Delta_{\Gamma}$$

де $\Delta_{\Gamma} = 0.006 \cdot D = 1.5$ мм - діаметральний зазор

$$D_{\Gamma} = D - \Delta_{\Gamma} = 250 - 1.5 = 248.5$$

діаметр юбки поршня, мм;

$$D_{\text{ю}} = D - \Delta_{\text{ю}}$$

де $\Delta_{\text{ю}} = 0.002 \cdot D = 0.5$ мм - діаметральний зазор

$$D_{\text{ю}} = D - \Delta_{\text{ю}} = 250 - 0.5 = 249.5$$

діаметральні зазори в гарячому стані, мм;
головки поршня

$$\Delta'_{\Gamma} = D' - D'_{\Gamma}$$

де $T_{\text{ц}} = 388$ К - середня температура поршня;

$T_{\Gamma} = 493$ К - середня температура гільзи;

$T_{\text{ю}} = 428$ К - середня температура юбки поршня;

$T_0 = 293$ К - температура на зовнішній поверхні;

$$D' = D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] = 250 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} \cdot (388 - 293)] = 250.261$$

$$D'_{\Gamma} = D_{\Gamma} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\Gamma} - T_0)] = 248.5 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} \cdot (493 - 293)] = 249.047$$

$$\Delta'_{\Gamma} = D' - D'_{\Gamma} = 250.26125 - 249.0467 = 1.215$$

юбки поршня;

$$\Delta'_{\text{ю}} = D' - D'_{\text{ю}}$$

де $D'_{\text{ю}}$ та $\Delta'_{\text{ю}}$ - діаметральний розмір та зазор;

$$D'_{\text{ю}} = D_{\text{ю}} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\text{ю}} - T_0)] = 249.5 \cdot [1 + 11 \cdot 10^{-6} \cdot (428 - 293)] = 249.871$$

$$\Delta'_{\text{ю}} = D' - D'_{\text{ю}} = 250.261 - 249.871 = 0.391$$

3.2.9 Розрахунок параметрів кільця

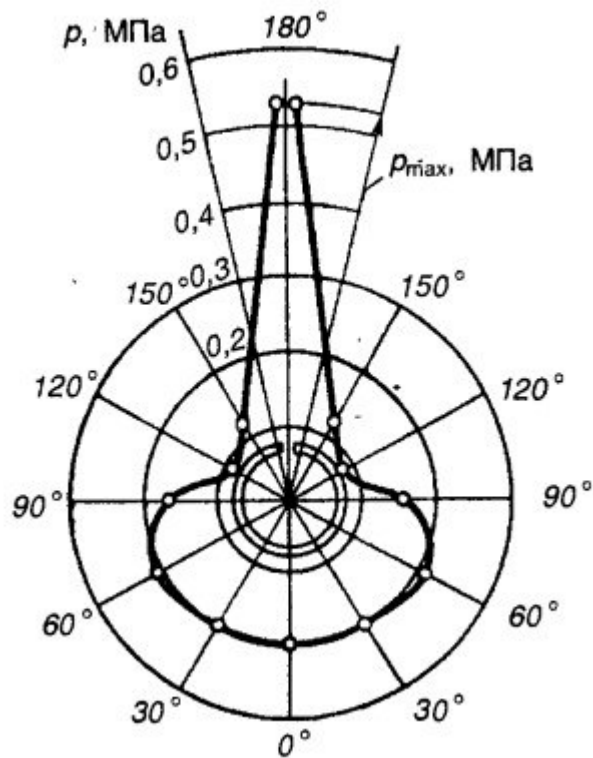


Рисунок 3.5 - Розрахункова схема навантаження поршневого кільця.

Середній тиск кільця на стінку циліндра, в МПа

$$p_{\text{ср}} = 0.152 \cdot E \cdot \frac{\frac{A_0}{t}}{\left(\frac{D}{t} - 1\right)^3 \cdot \left(\frac{D}{t}\right)}$$

$$\text{де } A_0 = 3 \cdot t = 3 \cdot 8.5 = 25.5$$

$E = 1.2 \cdot 10^5$ МПа - модуль пружності матеріалу;

$$p_{\text{ср}} = 0.152 \cdot E \cdot \frac{\frac{A_0}{t}}{\left(\frac{D}{t} - 1\right)^3 \cdot \left(\frac{D}{t}\right)} = 0.152 \cdot 1.2 \cdot 10^5 \cdot \frac{\frac{25.5}{8.5}}{\left(\frac{250}{8.5} - 1\right)^3 \cdot \frac{250}{8.5}} = 0.081$$

Поточний розподілений тиск кільця по периметру стінки циліндра, в МПа
при куті в 0° від вертикальної вісі

$$\mu_{k.0} = 1.05$$

$$p_0 = p_{cp} \cdot \mu_{k.0} = 0.081 \cdot 1.05 = 0.085$$

при куті в 30° від вертикальної вісі

$$\mu_{k.30} = 1.04$$

$$p_{30} = p_{cp} \cdot \mu_{k.30} = 0.081 \cdot 1.04 = 0.084$$

при куті в 60° від вертикальної вісі

$$\mu_{k.60} = 1.02$$

$$p_{60} = p_{cp} \cdot \mu_{k.60} = 0.081 \cdot 1.02 = 0.083$$

при куті в 90° від вертикальної вісі

$$\mu_{k.90} = 1.0$$

$$p_{90} = p_{cp} \cdot \mu_{k.90} = 0.081 \cdot 1 = 0.081$$

при куті в 120° від вертикальної вісі

$$\mu_{k.120} = 1.02$$

$$p_{120} = p_{cp} \cdot \mu_{k.120} = 0.081 \cdot 1.02 = 0.083$$

при куті в 150° від вертикальної вісі

$$\mu_{k.150} = 1.27$$

$$p_{150} = p_{cp} \cdot \mu_{k.150} = 0.081 \cdot 1.27 = 0.103$$

при куті в 180° від вертикальної вісі

$$\mu_{k.180} = 1.5$$

$$p_{180} = p_{cp} \cdot \mu_{k.180} = 0.081 \cdot 1.5 = 0.122$$

Напруження згинання кільця в робочому стані, в МПа

$$\sigma_{зг1} = 2.61 \cdot p_{ср} \cdot \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^2 = 2.61 \cdot 0.081 \cdot \left(\frac{250}{8.5} - 1 \right)^2 = 170.91$$

Напруження згинання кільця при надіванні на поршень, в МПа

$$\sigma_{зг2} = \frac{4 \cdot E \cdot \left(1 - 0.114 \cdot \frac{1}{1} \right)}{1.57 \cdot \left(\frac{D}{t} - 1 \right) \cdot \left(\frac{D}{t} \right)} = \frac{4 \cdot 1.2 \cdot 10^5 \cdot \left(1 - 0.114 \cdot \frac{1}{1} \right)}{1.57 \cdot \left(\frac{250}{8.5} - 1 \right) \cdot \frac{250}{8.5}} = 324.157$$

Монтажний зазор в замку поршневого кільця, в мм

$$\Delta_k = \Delta'_k + D_k - D_{ц}$$

де $\Delta'_k = 0.08$ мм - мінімально допустимий зазор під час роботи;

$T_k = 498$ К - робоча температура кільця;

$T_{ц} = 388$ К - робоча температура циліндру;

$T_0 = 293$ К - початкова температура деталей;

$\alpha_{ц} = 11 \cdot 10^{-6}$ К⁻¹ - коефіцієнт лінійного розширення матеріалу циліндру;

$\alpha_k = 11 \cdot 10^{-6}$ К⁻¹ - коефіцієнт лінійного розширення матеріалу кільця;

$$D_k = \pi \cdot D \cdot \alpha_k \cdot (T_k - T_0) = \pi \cdot 250 \cdot 11 \cdot 10^{-6} \cdot (498 - 293) = 1.771$$

$$D_{ц} = \pi \cdot D \cdot \alpha_{ц} \cdot (T_{ц} - T_0) = \pi \cdot 250 \cdot 11 \cdot 10^{-6} \cdot (388 - 293) = 0.821$$

$$\Delta_k = \Delta'_k + D_k - D_{ц} = 0.08 + 1.771 - 0.821 = 1.03$$

3.3 Висновки по розділу

У даному розділі виконано аналіз умов роботи поршневих кілець СОД 8ЧН 25/34, призначеного для експлуатації у складі стаціонарної дизель-генераторної електростанції. Враховано особливості режимів роботи такого двигуна, що характеризуються тривалою роботою на сталих навантаженнях, підвищеними тепловими та газодинамічними впливами, а також жорсткими вимогами до надійності та ресурсу ЦПГ. Показано, що компресійні кільця працюють в умовах складного напружено-деформованого стану, за наявності значних перепадів тиску і температур, а також змінних умов змащення що впливає на їх знос.

На основі аналізу існуючих конструкцій поршневих кілець та результатів сучасних досліджень обґрунтовано доцільність застосування трапецеїдальної форми поперечного перерізу компресійного кільця. Запропоноване конструктивне виконання сприяє стабілізації положення кільця в канавці, зменшенню небезпеки заклинювання та покращенню умов газового ущільнення, особливо в зоні ВМТ

У роботі також обґрунтовано заміну традиційного косого замка компресійного кільця на ступінчастий, що дозволяє збільшити довжину шляху перетікання газів через замок і зменшити прорив продуктів згоряння в закільцевий простір. Таке рішення підвищує ущільнюючу здатність кільця без істотного ускладнення конструкції та є доцільним для чотиритактного СОД.

Окрему увагу приділено вибору захисного покриття радіальної контактної поверхні кільця. Порівняльний аналіз графітових, молібденових та сучасних тонкоплівкових покриттів показав, що для умов експлуатації двигуна 8ЧН 25/34 найбільш раціональним є застосування графітового або молібденового покриття, які забезпечують зниження тертя, покращення умов припрацювання та підвищення зносостійкості при збереженні технологічної та економічної доцільності.

Таким чином, запропонована конструкція компресійного кільця та обґрунтований вибір матеріалів і покриттів створюють передумови для підвищення надійності ущільнення циліндра, зменшення втрат на тертя та зносу елементів ЦПГ, що сприяє підвищенню ефективності та ресурсу роботи СОД.

РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища внаслідок експлуатації дизельного двигуна

Під час експлуатації дизельних двигунів відбувається викид у навколишнє середовище різних компонентів продуктів згоряння палива, які за характером впливу на організм людини та біосферу поділяються на кілька груп. Така класифікація дозволяє оцінити рівень шкідливого впливу та визначити заходи щодо їх мінімізації.

I-а група включає речовини, що не мають істотного шкідливого впливу на людину та навколишнє середовище. До них відносяться азот (N_2), кисень (O_2), водень (H_2), водяна пара (H_2O) та вуглекислий газ (CO_2). Хоча ці компоненти присутні у продуктах згоряння, їх концентрації, як правило, не перевищують природні фонові значення та не створюють значної загрози для екосистеми або здоров'я людей.

II-а група включає окис вуглецю (CO), відомий як чадний газ. Він характеризується високою токсичністю та здатністю зв'язуватися з гемоглобіном у крові, що призводить до зменшення транспорту кисню в організмі. Навіть невеликі концентрації CO у приміщеннях із недостатньою вентиляцією можуть бути небезпечними.

III-а група складається з оксидів азоту (NO_x), які утворюються під час високотемпературного згоряння дизельного палива. Ці сполуки здатні подразнювати дихальні шляхи людини, спричиняти розвиток хронічних респіраторних захворювань та брати участь у формуванні фотохімічного смогу та кислотних дощів у довкіллі.

IV-а група – це вуглеводні різної структури (C_nH_m), серед яких присутні алкени, алкадієни, циклічні сполуки та ароматичні з'єднання. Багато з цих речовин мають канцерогенний ефект та здатні накопичуватися у ґрунті та водних системах, що робить їх небезпечними для екосистеми та здоров'я людини при тривалому впливі.

V-а група включає альдегіди, що утворюються в результаті неповного згоряння палива. Вони є токсичними для організму людини, можуть подразнювати слизові оболонки, дихальні шляхи та очі, а також брати участь у фотохімічних процесах утворення смогу.

VI-а група – сажа, яка містить дрібнодисперсні частинки вуглецю та домішок. Вона здатна проникати глибоко в легені людини, викликати хронічні респіраторні захворювання та знижувати якість повітря у навколишньому середовищі. Крім того, сажа прискорює накопичення нагару на двигунних деталях і погіршує теплообмін у циліндро-поршневій групі.

4.1.2 Заходи, спрямовані на зниження шкідливого впливу дизельного двигуна на навколишнє середовище

Зниження шкідливого впливу дизельного двигуна на навколишнє середовище може бути досягнуто головним чином через оптимізацію процесів, що відбуваються безпосередньо в циліндрі двигуна, а також шляхом впровадження ефективних систем очищення та контролю викидів. Основними напрямками підвищення екологічності роботи дизельного двигуна є:

По-перше, регулювання кута випередження подачі палива. Оптимальний кут уприскування дозволяє забезпечити повніше та ефективніше згоряння палива в камері згоряння, що знижує викиди окису вуглецю (CO), вуглеводнів (C_nH_m) та сажі. Правильне налаштування кута впливу на початок подачі палива особливо ефективне при тривалих навантаженнях на стаціонарних дизель-генераторних установках, оскільки дозволяє мінімізувати неповне згоряння та зменшити температурні пікніки у циліндрі.

По-друге, удосконалення та доведення протікання робочого циклу дизеля. Це включає оптимізацію подачі палива, форсування повітряної суміші, контроль температури та тиску в камері згоряння. Раціональне формування робочого циклу забезпечує більш повне згоряння палива, зменшення утворення токсичних оксидів азоту (NO_x) та вуглеводнів, а також зниження утворення сажі. Такий підхід дозволяє поєднати підвищення потужності двигуна з одночасним покращенням його екологічних характеристик.

По-третє, забезпечення роботи системи рециркуляції відпрацьованих газів (EGR). Рециркуляція частини відпрацьованих газів у камеру згоряння знижує температуру горіння, що безпосередньо зменшує утворення оксидів азоту. Крім того, система EGR дозволяє стабілізувати процес згоряння, зменшити нерівномірність температурних полів у циліндрі та підвищити ресурс поршневої групи та клапанного механізму.

По-четверте, застосування високоякісних палив та присадок до них. Використання палива з низьким вмістом сірки, а також сучасних присадок, що підвищують цетанове число, покращує процес займання та згоряння, знижує утворення сажі та токсичних сполук. Крім того, присадки можуть сприяти зменшенню корозійного впливу продуктів згоряння на елементи двигуна та систему випуску.

По-п'яте, забезпечення на дизелі системи нейтралізації відпрацьованих газів. Використання каталізаторів, фільтрів твердих часток та інших технологій очищення дозволяє значно знизити концентрацію шкідливих компонентів у викидах, таких як CO, NO_x , сажа та альдегіди, що забезпечує відповідність сучасним екологічним нормам.

Комплексне застосування зазначених заходів дозволяє не тільки знизити шкідливий вплив дизельного двигуна на навколишнє середовище, але й підвищити ефективність роботи стаціонарної електростанції, забезпечити стабільність експлуатаційних параметрів та збільшити ресурс двигуна. Реалізація таких заходів є обов'язковою умовою сучасного двигунобудування та експлуатації дизель-генераторних установок, орієнтованих на тривалу роботу у стаціонарних умовах.

4.1.3 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 600$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.205$ г/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1.1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 2.0$ - коефіцієнт надлишку повітря;

$l_0 = 14.45$ кг пов/кг пал - теоретично необхідна кількість повітря;

6.2.2 Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.205 \cdot 600 \cdot 1.1 \cdot 2 \cdot 14.45 = 3910.17$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{3.91 \times 10^3}{3.6 \times 10^3} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.1 \cdot 2 \cdot 14.45} \right) = 1.12$$

Густина відпрацьованих газів, в кг/м³

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}}$$

де $\rho_{\text{вг.0}} = 1.31$ кг/м³ - густина відпрацьованих газів;

$T_{\text{вг}} = 750$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{750}{273}} = 0.35$$

Секундна об'ємна витрата відпрацьованих газів, в м³/с

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{1.12}{0.35} = 3.205$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

Визначимо максимальну разову витрату токсичних компонентів відпрацьованих газів, враховуючи групу потужності двигуна

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид чадного газу, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{CO} = P_{екс} \cdot e_{m.CO.Б} = 600 \cdot 6.2 = 3720$$

Секундний максимальний разовий викид чадного газу

$$M_{CO.c} = \frac{M_{CO}}{3600} = \frac{3720}{3600} = 1.033$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид окислів азоту, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{NOx} = P_{екс} \cdot e_{m.NOx.Б} = 600 \cdot 9.6 = 5760$$

Секундний максимальний разовий викид окислів азоту

$$M_{NOx.c} = \frac{M_{NOx}}{3600} = \frac{5760}{3600} = 1.6$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид вугдеводнів, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{CH} = P_{екс} \cdot e_{m.CH.Б} = 600 \cdot 2.9 = 1740$$

Секундний максимальний разовий викид вугдеводнів

$$M_{CH.c} = \frac{M_{CH}}{3600} = \frac{1740}{3600} = 0.483$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид сажі, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_C = P_{екс} \cdot e_{m.C.Б} = 600 \cdot 0.5 = 300$$

Секундний максимальний разовий викид сажі

$$M_{C.c} = \frac{M_C}{3600} = \frac{300}{3600} = 0.083$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид двоокису сірки, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{SO_2} = P_{екс} \cdot e_{m.SO_2.B} = 600 \cdot 1.2 = 720$$

Секундний максимальний разовий викид двоокису сірки

$$M_{SO_2.c} = \frac{M_{SO_2}}{3600} = \frac{720}{3600} = 0.2$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий формальдегіду, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{CH_2O} = P_{екс} \cdot e_{m.CH_2O.B} = 600 \cdot 0.12 = 72$$

Секундний максимальний разовий викид формальдегіду

$$M_{CH_2O.c} = \frac{M_{CH_2O}}{3600} = \frac{72}{3600} = 0.02$$

Максимальний разовий (на протязі 20 хвилин) масовий викид бензапирену, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{БП} = P_{екс} \cdot e_{m.БП.B} = 600 \cdot 1.2 \cdot 10^{-5} = 7.2 \times 10^{-3}$$

Секундний максимальний разовий викид формальдегіду

$$M_{БП.c} = \frac{M_{БП}}{3600} = \frac{7.2 \times 10^{-3}}{3.6 \times 10^3} = 2 \times 10^{-6}$$

Максимальний разовий сумарний масовий викид токсичних компонентів, в кг/год, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$M_{TK} = M_{TK1} + M_{TK2} + M_{БП}$$

$$M_{TK1} = M_{CO} + M_{NOx} + M_{CH} = 3720 + 5760 + 1740 = 1.122 \times 10^4$$

$$M_{TK2} = M_C + M_{SO2} + M_{CH2O} = 300 + 720 + 72 = 1.092 \times 10^3$$

$$M_{TK} = M_{TK1} + M_{TK2} + M_{БП} = 1.122 \times 10^4 + 1.092 \times 10^3 + 7.2 \times 10^{-3} = 1.231$$

Масові долі токсичних компонентів у відпрацьованих газах, при разовому
максимальному 20-ти хвилинному викиді токсичних речовин в долях та %

- чадного газу

$$\delta m_{CO} = \frac{M_{CO}}{M_{TK}} = \frac{3.72 \times 10^3}{1.231 \times 10^4} = 0.302 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 30.214$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{M_{NOx}}{M_{TK}} = \frac{5.76 \times 10^3}{1.231 \times 10^4} = 0.468 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.784$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{M_{CH}}{M_{TK}} = \frac{1.74 \times 10^3}{1.231 \times 10^4} = 0.141 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 14.133$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{M_C}{M_{TK}} = \frac{300}{1.231 \times 10^4} = 0.024 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 2.437$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{M_{SO2}}{M_{TK}} = \frac{720}{12312.007} = 0.058 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 5.848$$

- формальдегідів

$$\delta m_{\text{CH}_2\text{O}} = \frac{M_{\text{CH}_2\text{O}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{72}{12312.007} = 0.006 \text{ або у \% } \delta m_{\text{CH}_2\text{O}} \cdot 100 = 0.585$$

- бензапирену

$$\delta m_{\text{БП}} = \frac{M_{\text{БП}}}{M_{\text{ТК}}} = \frac{7.2 \times 10^{-3}}{1.23 \times 10^4} = 5.85 \times 10^{-7} \text{ або у \% } \delta m_{\text{БП}} \cdot 100 = 5.85 \times 10^{-5}$$

Валовий викид чадного газу, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{CO}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_{e,\text{CO.Б}} = 600 \cdot \frac{0.205}{1000} \cdot 26 = 3.198$$

Середньодобовий викид чадного газу, в г/добу

$$W_{\text{CO.сд}} = \frac{W_{\text{CO}}}{365 \cdot 1000} = \frac{3.198}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 8.762 \times 10^{-6}$$

Валовий викид окислів азоту, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{NO}_x} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_{e,\text{NO}_x.\text{Б}} = 600 \cdot \frac{0.205}{1000} \cdot 40 = 4.92$$

Середньодобовий викид окислів азоту, в г/добу

$$W_{\text{NO}_x.\text{сд}} = \frac{W_{\text{NO}_x}}{365 \cdot 1000} = \frac{4.92}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 1.348 \times 10^{-5}$$

Валовий викид вуглеводнів, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{CH}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_{e,\text{CH.Б}} = 600 \cdot \frac{0.205}{1 \times 10^3} \cdot 12 = 1.476$$

Середньодобовий викид вуглеводнів, в г/добу

$$W_{CH.сд} = \frac{W_{CH}}{365 \cdot 1000} = \frac{1.476}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 4.044 \times 10^{-6}$$

Валовий викид сажі, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_C = P_{екс} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_{e.C.Б} = 600 \cdot \frac{0.205}{1 \times 10^3} \cdot 2 = 0.246$$

Середньодобовий викид сажі, в г/добу

$$W_{C.сд} = \frac{W_C}{365 \cdot 1000} = \frac{0.246}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 6.74 \times 10^{-7}$$

Валовий викид двоокису сірки, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{SO2} = P_{екс} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_{e.SO2.Б} = 600 \cdot \frac{0.205}{1 \times 10^3} \cdot 5 = 0.615$$

Середньодобовий викид двоокису сірки, в г/добу

$$W_{SO2.сд} = \frac{W_{SO2}}{365 \cdot 1000} = \frac{0.615}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 1.685 \times 10^{-6}$$

Валовий викид формальдегіду, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{CH2O} = P_{екс} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_{e.CH2O.Б} = 600 \cdot \frac{0.205}{1 \times 10^3} \cdot 0.5 = 0.062$$

Середньодобовий викид формальдегіду, в г/добу

$$W_{CH2O.сд} = \frac{W_{CH2O}}{365 \cdot 1000} = \frac{0.062}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 1.685 \times 10^{-7}$$

Валовий викид бензапирену, в кг/рік, для дизеля що не пройшов капітальний ремонт

$$W_{\text{БП}} = P_{\text{екс}} \cdot \frac{b_e}{1000} \cdot q_{e.\text{БП.Б}} = 600 \cdot \frac{0.205}{1 \times 10^3} \cdot 5.5 \cdot 10^{-5} = 6.765 \times 10^{-6}$$

Середньодобовий викид бензапирену, в г/добу

$$W_{\text{БП.сд}} = \frac{W_{\text{БП}}}{365 \cdot 1000} = \frac{6.765 \times 10^{-6}}{365 \cdot 1 \times 10^3} = 1.853 \times 10^{-11}$$

Сумарний валовий викид токсичних компонентів, в кг/добу

$$W_{\text{ТК}} = \sum \begin{pmatrix} W_{\text{CO}} \\ W_{\text{NOx}} \\ W_{\text{CH}} \\ W_{\text{C}} \\ W_{\text{SO2}} \\ W_{\text{CH2O}} \\ W_{\text{БП}} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 3.198 \\ 4.92 \\ 1.476 \\ 0.246 \\ 0.615 \\ 0.062 \\ 0 \end{pmatrix} = 10.517$$

Масові долі токсичних компонентів у відпрацьованих газах, при середньодобовому зваженні, в долях та %

- чадного газу

$$\delta w_{\text{CO}} = \frac{W_{\text{CO}}}{W_{\text{ТК}}} = \frac{3.198}{10.517} = 0.304 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{CO}} \cdot 100 = 30.409$$

- окислів азоту

$$\delta w_{\text{NOx}} = \frac{W_{\text{NOx}}}{W_{\text{ТК}}} = \frac{4.92}{10.517} = 0.468 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{NOx}} \cdot 100 = 46.784$$

- вуглеводнів

$$\delta w_{\text{CH}} = \frac{W_{\text{CH}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{1.476}{10.517} = 0.14 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{CH}} \cdot 100 = 14.035$$

- сажі

$$\delta w_{\text{C}} = \frac{W_{\text{C}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{0.246}{10.517} = 0.023 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{C}} \cdot 100 = 2.339$$

- двоокису сірки

$$\delta w_{\text{SO}_2} = \frac{W_{\text{SO}_2}}{W_{\text{TK}}} = \frac{0.615}{10.517} = 0.058 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{SO}_2} \cdot 100 = 5.848$$

- формальдегідів

$$\delta w_{\text{CH}_2\text{O}} = \frac{W_{\text{CH}_2\text{O}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{0.062}{10.517} = 0.006 \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{CH}_2\text{O}} \cdot 100 = 0.585$$

- бензапирену

$$\delta w_{\text{БП}} = \frac{W_{\text{БП}}}{W_{\text{TK}}} = \frac{6.77 \times 10^{-6}}{10.52} = 6.43 \times 10^{-7} \quad \text{або у \%} \quad \delta w_{\text{БП}} \cdot 100 = 6.433 \times 10^{-5}$$

Сумарний річний валовий викид токсичних компонентів, в кг/рік

$$W_{\text{TK.p}} = W_{\text{TK}} \cdot 365 = 10.517 \cdot 365 = 3838.525$$

4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля.

4.2.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні дизельного двигуна

Під час експлуатації та технічного обслуговування СОД 8ЧН 25/34, його систем і допоміжних механізмів, обслуговуючий персонал піддається дії ряду небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що можуть негативно впливати на стан здоров'я та безпеку праці. Аналіз цих факторів є необхідною умовою для забезпечення безпечних умов експлуатації стаціонарної дизель-генераторної електростанції.

1. Пари палива та мастильних матеріалів.

У процесі роботи двигуна відбувається випаровування дизельного палива та мастильних матеріалів з утворенням парів і аерозолів. Потрапляння цих речовин у дихальні шляхи викликає подразнення слизових оболонок, очей і верхніх дихальних шляхів, а при тривалому впливі може спричиняти розвиток хронічних захворювань органів дихання. Особливу небезпеку становлять роботи в приміщеннях з недостатньою вентиляцією та операції з відкритими ємностями палива і мастила.

2. Пожежна та вибухонебезпека.

Дизельні установки працюють із легкозаймистими речовинами, що створює підвищений ризик виникнення пожежі. Причинами займання можуть бути несправні електроприлади, іскріння контактів, самозаймання промаслених матеріалів, порушення правил пожежної безпеки, а також несправності паливної апаратури. Висока температура поверхонь двигуна, зокрема випускного колектора та головок циліндрів, становить небезпеку отримання термоопіків персоналом.

3. Електронебезпека.

Під час обслуговування дизельного двигуна персонал контактує з електрообладнанням, яке живить генератори, стартери та допоміжні системи. Пошкодження ізоляції, оголені провідники або несправні електричні з'єднання

можуть призвести до ураження електричним струмом. Для зниження ризику електротравматизму необхідне застосування захисного заземлення, автоматичних вимикачів та дотримання правил безпечної роботи з електроустановками.

4. Якість освітлення.

Недостатній рівень освітлення робочих місць у моторному відділенні ускладнює виявлення дефектів деталей, знижує точність виконання ремонтних операцій та підвищує ризик травматизму. Система освітлення повинна відповідати нормативним вимогам та забезпечувати рівномірне освітлення для персоналу.

5. Ефективність вентиляції.

У разі порушення герметичності систем двигуна або недостатньої роботи вентиляції можливе накопичення токсичних газів, зокрема оксиду вуглецю та оксидів азоту. Вдихання таких газів може викликати гострі отруєння та негативно впливати на органи дихання. Наявність ефективної системи примусової вентиляції є обов'язковою умовою безпечної експлуатації дизельної установки.

6. Шум та вібрація.

Робота дизельного двигуна супроводжується значними рівнями шуму та вібрації. Тривалий вплив шуму призводить до втоми, зниження концентрації уваги та погіршення слуху. Вібрація, що виникає внаслідок динамічної неврівноваженості механізмів, негативно впливає на опорно-руховий апарат і кровообіг, знижуючи працездатність персоналу.

7. Інші небезпечні фактори.

До інших факторів належать ризик механічних травм при монтажі та демонтажі важких вузлів двигуна, контакт зі шкідливими мастильними матеріалами, підвищена температура повітря в моторному відділенні та вплив електромагнітних полів від електрообладнання.

Комплексний аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів дозволяє обґрунтувати необхідність застосування інженерних, організаційних і санітарно-гігієнічних заходів охорони праці. Дотримання вимог техніки безпеки та контроль умов експлуатації забезпечують зниження ризику травматизму і професійних захворювань та підвищують надійність роботи стаціонарної електростанції.

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектового двигуна

Враховуючи шкідливість шуму на організм людини, СНіП встановлює обмеження на його величину. Так допустимі величини звукових коливань в залежності від частоти їх коливань, що випромінює джерело шуму наведені в таблиці.

Таблиця 6.3 - Санітарні норми шуму.

b, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_o , Дб	103	96	91	88	85	83	81	80

Визначимо рівень шуму дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

$$L_n = (54 + a + b)$$

де $n_H = 500 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 500 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 600 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектового двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(500 + 600^{0.55}) = 27.273$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{500}{500}\right) = 0$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 27.273 + 0 = 81.273$$

Враховуючи не менш шкідливий вплив вібрації, СНіП встановлює обмеження по її величині і на її величину. Допутимі норми по вібрації наведені в таблиці.

4.2.3 Розрахунок рівня вібрації проектного двигуна

На відміну від шуму, вібрація, крім того що здійснює шкідливий вплив на організм людини, негативно впливає також впливає навколишнє середовище. Її негативний вплив відчувають на собі будівлі та споруди, комунікації та сполучення та інші об'єкти. Відповідно СНіП також встановлює обмеження на її величину.

Таблиця 6.4 - Допустимі норми по вібрації машин.

Напрямок нормування вібрації	Середньоквадратична віброшвидкість (чисельник, м/с*10 ⁻²), логарифмічний рівень віброшвидкості (знаменник, дБ)						
	1	2	4	8	15	31,5	63
вертикаль	20/132	7,1/123	2,5/114	1,3/108	1,1/107	1,1/107	1,1/107
горизонталь	-	3,5/117	1,3/108	0,63/102	0,56/101	0,56/101	0,56/101

Визначимо рівень вібрації дизеля на номінальному режимі роботи, в дБ

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right)$$

де $m = 10950$ кг - маса проектного двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{500}{60} = 8.333 \text{ Гц} - \text{частота коливань на даному режимі;}$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 500 \cdot 600^{0.55} \cdot \frac{1 + 600}{1.095 \times 10^4} = 925.579$$

$$b = 30 \cdot \log \left(\frac{n}{n_H} \right) = 30 \cdot \log \left(\frac{500}{500} \right) = 0$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H} \right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{500} \right)^3 \cdot \frac{1.095 \times 10^4}{600} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right) = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{925.579}{1} + 0 \right) = 73.664$$

4.3 Висновок по розділу

У даному розділі проведено комплексний аналіз впливу дизельного двигуна 8ЧН 25/34 стаціонарної електростанції на навколишнє середовище та здоров'я обслуговуючого персоналу. Виявлено та систематизовано шкідливі та небезпечні виробничі фактори, серед яких пари палива і мастильних матеріалів, підвищена температура поверхонь, ризик займання та ураження електричним струмом, недостатнє освітлення, токсичні гази у приміщенні, шум та вібрація. Розглянуто механізми впливу кожного з факторів на організм людини та на ефективність роботи персоналу.

Запропоновано заходи щодо зниження негативного впливу на навколишнє середовище, які включають оптимізацію робочого циклу двигуна, регулювання кута випередження подачі палива, використання системи рециркуляції відпрацьованих газів, застосування високоякісних палив та присадок, а також нейтралізацію шкідливих компонентів вихлопних газів за допомогою фільтрів та каталізаторів.

В рамках охорони праці визначено потенційні ризики для персоналу та наведено методи їхнього контролю і профілактики. Проведені розрахунки рівня шуму та вібрації дозволили оцінити інтенсивність впливу на обслуговуючих, визначити нормативне відповідне зонування та встановити вимоги до організації робочого простору, включаючи вентиляцію, освітлення та використання засобів індивідуального захисту.

Комплексне застосування зазначених заходів забезпечує зниження шкідливого впливу дизельного двигуна на навколишнє середовище та персонал, підвищує безпеку та комфорт обслуговування, сприяє тривалій і надійній експлуатації стаціонарної електростанції. Розділ підкреслює важливість інтегрованого підходу до екологічної безпеки та охорони праці при проектуванні та експлуатації енергетичних установок.

ВИСНОВКИ

У даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо підвищення надійності роботи дизельного двигуна 8ЧН 25/34 для стаціонарної електростанції потужністю 600 кВт за рахунок вдосконалення конструкції компресійного кільця та оптимізації робочого циклу.

Відповідно до поставлених завдань було виконано наступне:

У першому розділі описано об'єкт застосування проектного двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція потужністю 600 кВт. Було детально вивчено будову двигуна-прототипу 8ЧН 25/34, розглянуто принципи роботи його систем, механізмів та вузлів, а також оцінено показники надійності та довговічності під час експлуатації на різних режимах роботи.

У другому розділі визначено параметри робочого циклу проектного двигуна, на основі яких побудовано індикаторну діаграму. Розраховано величини сил та моментів у кривошипно-шатунному механізмі, а також складові зовнішнього теплового балансу.

У третьому розділі розроблено та проаналізовано конструкцію поршневих кілець. Запропоновано компресійне кільце трапецієподібного перерізу з розширеною верхньою поверхнею, ступінчастим замком для зменшення перетоку газів та тридільною контактною поверхнею для компенсації деформацій при скручуванні. Розглянуто сучасні захисні покриття для радіальної поверхні кільця, що підвищують зносостійкість та зменшують тертя. Проведено розрахунки ущільнювальної здатності та визначено діапазони допустимих деформацій кільця.

У четвертому розділі проаналізовано фактори впливу двигуна на навколишнє середовище та персонал. Визначено кількісні показники токсичних компонентів вихлопних газів, розраховано рівні шуму та вібрації, запропоновано заходи щодо їх зниження. Розроблено комплекс рекомендацій щодо безпечної експлуатації та технічного обслуговування дизеля.

У графічній частині роботи представлені технічні рішення, що підтверджують ефективність запропонованих рішень.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Діденко О.В., Доценко С.М., Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». – Первомайськ: ППІ 2009 р. – 40 с.
2. Автомобільні двигуни / І.І.Тимченко, Ю.Ф.Гутаревич, К.Є.Долганов, М.Р.Муждабаєв; За ред. І.І.Тимченка. – Харків: Основа, 1995.- 464 с.
3. Дідур В.А., Журавель Д.П., Палішкін М.А., Міщенко А.В., Борхаленко Ю.О. Гідравліка. Підручник. - 2015. – 546 с.; 264 іл.
- 4.S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets., Mathematical Modelling of Emissions of Toxic Components of a Medium Speed Diesel Engine when Operating on Soybean Oil. Proceedings of 27th International Scientific Conference Transport Means, 2023: - Palanqa, Lithuania, 2023 – Part, 985p., pp. 921-927, ISSN 1822-296 X (print) ISSN 2351-7034 (online)
5. Д23 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5 Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом «Інженерна механіка» / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. Діяча науки України проф.. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2004. – 468 с.
6. Пожарова О. В. Охорона праці : навчальний посібник / О. В. Пожарова. - Одеса, 2022. - 86 с.
7. Система стандартів безпеки праці