

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Покращення ефективних показників стаціонарної електростанції,
потужністю 400 кВт, за рахунок вдосконалення конструкції поршня.
Прототип 6ЧН 25/34.

Виконав: студент групи 44-ЕМ-21

(підпис) **Рідом Я.В.**

Керівник роботи:

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

(підпис) **Швець І.А.**

Первомайськ - 2023 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
«___» _____ 2023 р.

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

Студенту Рідошу Ярославу Вікторовичу

1. Тема роботи: «Покращення ефективних показників стаціонарної електростанції, потужністю 400 кВт, за рахунок вдосконалення конструкції поршня. Прототип 6ЧН 25/34.»

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 16.02.23 за № 9.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 17.05.2023 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ЧН 25/34, номінальною потужністю 345 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 поршня.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення електростанції (ГК), 2. Двигун 6ЧН 25/34 (СК)
3. Шатунно-поршнева група (СК), 4. Поршень (РК)

Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «16» лютого 2023р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	17.03.2023	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	21.03.2023	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	25.03.2023	
4.	Розробка конструкції поршня	05.04.2023	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	12.04.2023	
6.	Робота з кресленням об'єкту встановлення двигуна	18.04.2023	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	26.04.2023	
8.	Робота з кресленням шатунно-поршневої групи	10.05.2023	
9.	Робота з робочим кресленням поршня	12.05.2023	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	16.05.2023	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	17.05.2023	

Студент _____ Рідош Я.В.
(підпис)

Керівник роботи _____ Швець І.А.
(підпис)

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо покращення ефективних показників стаціонарної електростанції, потужністю 400 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 25/34, за рахунок вдосконалення конструкції поршня.

Описано об'єкт встановлення двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція. Розглянуто та описано особливості конструкції та роботи двигуна-прототипу.

Виконано розрахунок параметрів робочого циклу двигуна, на основі результатів якого, побудовано теоретичну та дійсну індикаторну діаграми. Визначено величини сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі двигуна та складових зовнішнього теплового балансу.

Описано будову шатунно-поршневої групи, та розглянуто її переваги та недоліки. Виявлено особливості навантаження поршня на різних режимах роботи двигуна. Запропоновано вдосконалену конструкцію поршня. Виконано розрахунок поршня на міцність та визначено його геометричні параметри.

Розглянуто та описано проблеми шкідливого впливу проектного дизеля на навколишнє середовище під час роботи. Визначено кількісні показники викиду основних токсичних компонентів проектного двигуна. Проаналізовано можливі небезпеки що можуть виникати під час ремонту та експлуатації двигуна, та запропоновано заходи щодо їх запобігання. Визначено рівні шуму та вібрації проектного двигуна.

Ключові слова: електростанція, дизель, робочий цикл, шатунно-поршнева група, поршень, вібрація, шум.

Annotation

In the qualification work, in accordance with the task, a solution is proposed to improve the efficiency of a 400 kW stationary power plant designed on the basis of the 6CHN 25/34 prototype engine by improving the piston design.

The object of engine installation, which is a stationary diesel generator power plant, is described. The features of the design and operation of the prototype engine are considered and described.

The engine operating cycle parameters are calculated, based on the results of which theoretical and actual indicator diagrams are constructed. The values of forces and moments acting in the crank mechanism of the engine and components of the external heat balance are determined.

The structure of the crank-piston group is described, and its advantages and disadvantages are considered. The peculiarities of piston loading at different engine operating modes are revealed. An improved piston design is proposed. The piston is calculated for strength and its geometric parameters are determined.

The problems of the harmful effects of the designed diesel engine on the environment during operation are considered and described. Quantitative indicators of emissions of the main toxic components of the designed engine are determined. The possible hazards that may arise during the repair and operation of the engine are analyzed, and measures to prevent them are proposed. The noise and vibration levels of the designed engine are determined.

Keywords: power plant, diesel engine, working cycle, connecting rod and piston group, piston, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.....	6
1.1. Опис установки та обґрунтування вибору генератору	6
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу.....	10
1.3 Висновки по розділу	16
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	17
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна.....	17
2.2. Побудова індикаторної діаграми.....	28
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ.....	35
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу.....	43
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	49
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПОРШНЯ.....	51
3.1. Будова та робота поршнів в ДВЗ.....	51
3.2. Розрахунок деталей поршневої групи.....	61
3.3. Висновки по розділу	73
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.....	74
4.1. Захист навколишнього середовища.....	74
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	78
4.3 Висновок по розділу	80

					<i>ПННІ НУК 142.44.23.12.ПЗ</i>		
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докum.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розробив</i>	<i>Рідош Я</i>				<i>Пояснювальна записка</i>		
<i>Перевірив</i>	<i>Швець І.А.</i>						
<i>Н. Контр.</i>	<i>Швець І.А.</i>						
<i>Затвердив.</i>	<i>Нестеренко В.В</i>						
						<i>Лит.</i>	<i>Аркуш</i>
							<i>Аркушів</i>
							2
						<i>ПННІ НУК</i>	

ВИСНОВКИ.....	81
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	82

ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікація двигун 6ЧН 25/34

Додаток 2 Специфікація шатунно-поршнева група

					ПННІ НУК 142.44.23.12.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		3

ВСТУП

Нинішній етап розвитку ДВЗ характеризується високими темпами зростання їхніх питомих показників, наприклад, літрової та поршневої потужностей, що призводить до істотного зростання теплового та механічного навантаження деталей, які утворюють КС (поршень, гільза, головка циліндрів і т.д.).

Теплонапружені деталі двигуна мають, як правило, складну геометричну форму, а їхні окремі елементи перебувають у тепловій, силовій і кінематичній взаємодії. Під час проектування, розрахунку і доведення двигуна необхідне більш повне і точне врахування всіх величин, що визначають надійність і ресурс.

На несталих режимах, характерних для експлуатації більшості сучасних двигунів, напруженість поршня змінюється в часі, що призводить до появи втомних тріщин у кромці його КС. Насамперед це стосується КС напіввідкритого типу. Поява тріщини і зростання її до критичної довжини часто призводить до руйнування кромки КС.

Ця обставина викликає необхідність уточнення наявних методик розрахунку залишкового ресурсу, а також розроблення нових, з урахуванням можливості прогнозування довговічності за наявності тріщин. У зв'язку з цим, дослідження швидкості розвитку тріщини та розробка методів моделювання, що дає змогу прогнозувати довговічність поршня за наявності поточної теплової та механічної напруженості.

Для вирішення описаної проблеми існує декілька шляхів вирішення. Ці шляхи направлені головним чином на збільшення її продуктивності, зменшення споживання енергії на її роботу та вартості експлуатації, а також підвищення надійності та довговічності роботи двигуна, в чому і полягає **актуальність даної роботи**.

Мета роботи: полягає в тому, щоб вирішити завдання з покращення ефективних показників роботи стаціонарної електростанції, потужністю 400 кВт спроектованої на базі 6ЧН 25/34, за рахунок вдосконалення конструкції поршня.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.12.ПЗ	Арку
						4
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Завдання які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати будову та призначення стаціонарної електростанції;
- ознайомитись з будовою двигуном прототипом, з принципами роботи його систем та механізмів;
- визначити параметри робочого циклу проектного двигуна та побудувати індикаторну діаграму, розрахувати значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та обчислити величини складових зовнішнього теплового балансу;
- проаналізувати теплову та механічну напруженість поршневої групи, окремо зосередивши увагу на поршневій. Виявити її переваги та недоліки штатної конструкції поршня та надати рекомендації щодо її вдосконалення;
- проаналізувати фактори шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище, а також визначити можливі небезпеки що можуть виникнути під час експлуатації або обслуговуванні двигуна та надати рекомендації щодо їх знешкодження;
- представити запропоновані технічні рішення в графічній частині записки та на слайдах.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси що відбуваються в камері згоряння дизельного двигуна, та їх вплив на ефективність роботи двигуна.

Предметом розгляду в даній роботі є пошук та вирішення проблем пов'язаних покращення ефективності робочого циклу завдяки внесенню конструктивних змін в поршень.

Апробацію результатів роботи здійснено на X студентському науково-практичному форумі «Енергозбереження як енергетична безпека України» що відбулася 22 грудня 2022 року.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.12.ПЗ	Арку
						5
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

Двигун-генератори призначені для вироблення електричної і теплової енергії у складі електричних станцій стаціонарного або контейнерного виконання. Двигун-генератори можуть працювати автономно або в паралель із загальною промисловою мережею, між собою або з іншими однотипними двигун-генераторами. На базі двигун-генераторів, за бажанням замовника, можуть бути поставлені когенераційні установки з утилізацією теплоти випускних газів, що забезпечує скорочення споживання палива в порівнянні з роздільним виробленням теплової та електричної енергії. Можлива поставка двигун-генераторів в збірному звуко- та теплоізовьованому укритті панельного типу, що не вимагає будівництва машинного приміщення.

Двигун-генератор складається з двигуна 6ЧН 25/34 та генератора СБГ, змонтованих на спільній рамі, шаф управління і допоміжного обладнання встановленого в приміщенні електростанції окремо.

З'єднання колінчастого валу дизеля з ротором генератора - жорстке фланцеве. По типу виконання двигун-генератор правої моделі (газовипускний колектор знаходиться з правої сторони, а сторона управління зліва, якщо дивитися із сторони генератора). У варіанті поставки двигун-генератора з радіаторною системою охолодження в систему охолодження входить два блока РСО.

Генератор синхронний типу СБГ, трифазний, із статичною системою збудження, автоматичним регулятором напруги, одноопорний, без щіток, с комплектним пристроєм збуджувальним КУВМ-0,4-800 з приладами контролю електричних параметрів, що здійснюють прийом та розподіл електроенергії. Згідно вимог замовника комплектно з двигун-генератором може поставлятися міні-градирня.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.12.ПЗ	Арку
						6
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

У шафі також встановлені прилади контролю електричних параметрів: ватметр, вольтметр, ватметр, амперметр, частотомір, а також пристрій ручної точної синхронізації.

Двигун-генератори, автоматизовані по 1-му ступеню ГОСТ 14228-80, забезпечують виконання наступних операцій:

- автоматичне регулювання частоти обертання;
- автоматичне регулювання температури в системах охолодження і мащення;
- автоматичне регулювання напруги генератора;
- автоматичне аварійне сигналізування і захист по тиску масла і води, температурі масла і води;
- місцеве і дистанційне управління передпусковий прокачуванням масла, пуском, зупинкою і частотою обертання;
- попереджувальне сигналізування про перевантаження двигун-генератора.

На вимогу Замовника за узгодженими технічним вимогам Двигун-генератори можуть бути виконані по 2-го ступеня автоматизації, згідно ГОСТ 14228-80 (з автоматичним запуском по вимкненні мережі).

Комплект поставки двигун-генератора від заводу виробника до замовника отримувача складається з таких компонентів:

- двигун-генератора в зборі на підмоторній рамі;
- шафи управління;
- баку масла з відцентровим фільтром;
- водяного розширювального бачка;
- глушника-іскрогасника;
- балону пускового;
- компресору з електроприводом для підкачки пускового балона;
- комплекту запасних частин, інструментів і пристосувань;
- комплекту документації.

Представлена вище комплектація не є фіксованою, і в залежності від бажання замовника та конкретного проекту двигун-генераторної електростанції представлена комплектність може бути змінена.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.12.ПЗ	Арку
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.1.2 Обґрунтування вибору генератору для двигун-генераторної установки

Визначимо основні технічні параметри двигун-генераторної установки
Початкові дані для розрахунку:

$P_e = 400$ 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; при застосуванні для передачі з'єднувальної муфти, згідно [3 ст. 125] значення ККД $\eta_{\Pi} = (0,96...0,99)$

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 400 \cdot 0.985 = 394$$

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, і вказується виробником у супровідних документах.

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi} = \frac{394.000}{0.850} = 463.529$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{H.\phi} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{463.529 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 704.26$$

Розрахункова потужність, в кВА

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс}$$

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

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 463.529 \cdot 1.080 = 500.612$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{500.612 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 760.601$$

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 знаходиться в діапазоні значень $k_H = (1,05...1,15)$

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 500.612 \cdot 1.1 = 550.673$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{550.673 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 836.661$$

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 400-500, на базі якого буде створено дизель-генераторну установку моделі ДвГА - 400.

1.2 Опис конструкції двигуна – прототипу

Дизель 6ЧН 25/34 призначений для установки на судні в якості судового дизель - генератора або на стаціонарних електростанціях в якості джерела струму для забезпечення різних споживачів при одиночній або паралельній роботі декількох генераторів.

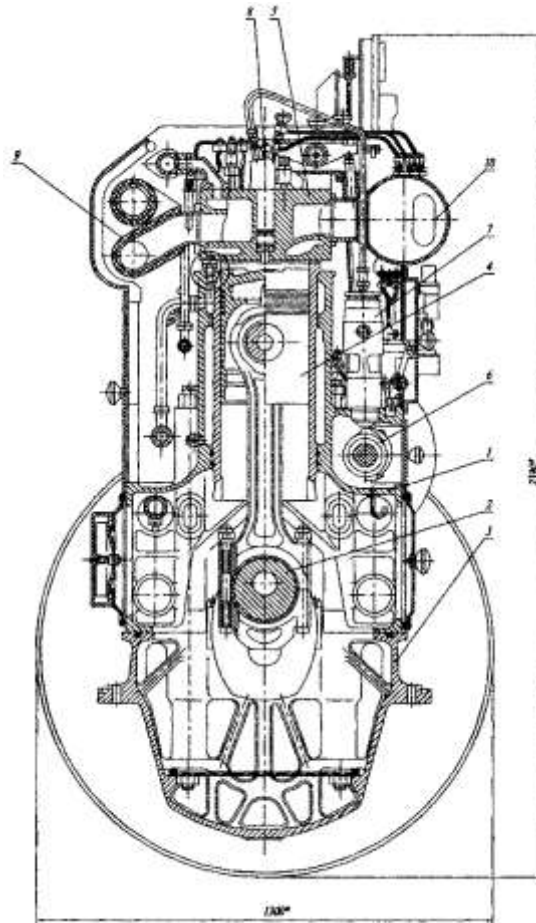


Рис. 1.1 – Поперечний розріз двигуна 6ЧН 25/34

Дизель-генератор, змонтований на загальній зварній рамі, обладнаний системою охолодження, в якій охолоджена рідина (прісна вода) і масло охолоджуються в радіаторній установці (блоці охолодження) потоком повітря, створюваного вентилятором. Блок охолодження встановлюється поза дизелем.

Дизель складається з блок-картера і фундаментної рами, створюючи жорстку систему, на котрій змонтована вся решта деталей і вузлів. Блок-картер

					ПННІ НУК 142.44.23.12.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		10

з фундаментною рамою скріплений анкерними зв'язками, що проходять через внутрішні поперечні перегородки.

Нижня площина блок-картера скріпляється з верхньою площиною фундаментної рами болтами. Взаємне розташування блок-картера і фундаментної рами фіксується конічними штифтами з нарізною цапфою. З боку вільного кінця колінчастого валу дизеля розміщені: турбокомпресор, фільтр палива, реле частоти обертання з приводом, ежектор і масловіддільник системи вентиляції картера, водяні і масляні насоси.

З боку відбору потужності розміщені: щит задній з кронштейном, щит приладів, пусковий клапан, задній кожух, на якому розташовані: розподільник повітря, механізм безпеки, привід тахометра, регулятор швидкості, роз'ємна кришка сальника колінчастого валу.

На верхній частині дизеля розміщені кришки робочих циліндрів, до яких кріпляться: впускний колектор з охолоджувачем повітря, випускний колектор і магістраль зливу охолоджуючої води з кришок циліндрів. На лівій стороні дизеля розміщені: розподільний вал, паливні насоси і їх приводи, механізм регулювання подачі палива і тяги з клямками механізму безпеки, аварійний зупиночний пристрій. На правій стороні дизеля розташовані: магістраль подачі охолоджуючої води в зарубашечному просторі втулок робочих циліндрів, запобіжні противибухові клапани. Колінчастий вал - цільнокований, вкладається у фундаментній рамі на підшипниках.

На вільному кінці колінчастого валу розташовуються шестерні приводу водяних і масляного насосів, маховик переднього торця для зсуву резонансних оборотів від робочого діапазону. Шестерні переднього торця закриваються кожухом і кришкою. З боку основного відбору потужності розташовуються шестерні приводу розподільного валу. На вихідному фланці колінчастого валу закріплений маховик, що забезпечує необхідну рівномірність його обертання.

Поршень - чавунний, охолоджуваний маслом. Шатун сталевий, штампований з роз'ємною нижньою головкою. Поршень з'єднується з шатуном пальцем. Простір, обмежений нижньою частиною блока, рамою, передньою і

					ПННІ НУК 14.2.44.23.12.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		11

задньою кришками, передніми і задніми кожухами, утворює герметичну порожнину, що забезпечує стік масла до місця його забору.

Паливна система дизеля забезпечена шестеренчастим паливо-підкачувальним насосом, який подає паливо до насосів високого тиску. Паливо-підкачувальний насос приводиться в дію від валу масляного насоса. Мащення дизеля і охолодження поршнів забезпечується шестеренчастим двохсекційним насосом. Одна секція подає масло до поверхонь тертя, друга - відкачує масло з картера в бак масла. Дизель запускається стислим повітрям.

Фундаментна рама виготовлена з чавуну, цільна, коритоподібної форми, забезпечена поперечними перегородками, посиленими ребрами. Внутрішня порожнина рами служить для збору масла, що стікає з деталей тертя і після охолодження поршнів. У гніздах, розточених в поперечних перегородках рами і кришках встановлюються вкладиші рамових підшипників колінчастого валу. В отворах поперечних перегородок встановлюються анкерні зв'язки.

Передостанній підшипник, вважаючи з боку основного відбору потужності, упорний, він служить додатковою опорою, що сприймає масу маховика. З обох боків по всій довжині рама має приливи з отворами для болтів кріплення дизеля на фундаменті і різьбовими отворами для віджимних болтів. З боку вільного кінця валу дизеля до рами кріпляться кришка, на котру встановлюються два водяних і один масляний насоси.

У днищі рами є два зливні отвори, розташовані по краях фундаментної рами. На бічних стінках рами з внутрішньої сторони є приливи, на які встановлюються маслозаспокійливі сітки.

Блок-картер відлитий з чавуну. У верхній частині блоку розміщені втулки робочих циліндрів. Простір між втулками і стінками блока служить для циркуляції охолоджуючої води. Порожнина охолодження ущільнюється мідною прокладкою, яка встановлюється під верхній бурт втулки, і двома гумовими кільцями, розташованими в кільцевих виточках нижнього посадочного поясу втулки робочого циліндра. У проточку на верхньому торці втулки робочого циліндра встановлюється мідна прокладка. Нижня частина

					ПННІ НУК 14.2.44.23.12.ПЗ	Арку
						12
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

блоку є частиною картера дизеля. Форма блоку забезпечує як жорсткість конструкції, так і зручність монтажу вузлів і деталей, які на ньому встановлені.

З боку розподілу по всій довжині блоку є горизонтальна полиця, на якій встановлені паливні насоси з приводами і корпуси штовхачів, впускних і випускних клапанів. У порожнині під полицею розташовані підшипники розподільного валу, один з яких (перший від маховика) стійкий. Порожнина закрита кришками. Для доступу до механізму руху і рамовим підшипникам в нижній частині блоку з обох боків передбачені люки, закриті кришками. На кришках з боку випуску встановлені запобіжні клапани.

До переднього торця блоку кріпляться кожух шестерень приводу насосів і щит з привареним до нього кронштейном для установки турбокомпресора. До щита кріпляться вузли системи вентиляції картера. До заднього торця блоку кріпляться: вал з комплектом проміжних шестерень, кожух шестерень приводу розподільного валу і щит з кронштейном для установки щита приборів. У верхню полицю блоку вкручені шпильки для кріплення кришок робочих циліндрів. Верхня частина бічних сторін блоку закрита щитами.

Втулка робочого циліндра відлита з чавуну, вставна. Нижній кінець втулки жорстко не закріплений і вона вільно подовжується при нагріванні під час роботи дизеля. У нижній частині втулки на внутрішній поверхні є канали, по яких під тиском поступає масло для мащення втулок циліндрів при обкатці. Під час роботи дизеля втулки змащуються маслом, що закидається на дзеркало втулки циліндра частинами, що обертаються. Для кращого прироблення на початку роботи дизеля внутрішня поверхня втулки фосфатується.

Кожен рамовий підшипник складається з верхнього і нижнього вкладишів і кришки підшипника з деталями кріплення. Вкладиші для дизелів 6ЧН 25/34 сталєалюмінієві. Від провертання і осьового переміщення вкладиші утримуються за рахунок виступів. Кришка підшипника встановлюється в паз фундаментної рами і кріпиться до неї чотирма шпильками, укрупненими в раму. Другий від маховика підшипник – упорний і має упорні півкільця, розташовані

					ПННІ НУК 14.2.44.23.12.ПЗ	Арку
						13
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

у виточках фундаментної рами. Упорні півкільця можуть вийматися без виїмки колінчастого валу.

Нижні вкладиші підшипників можуть вийматися і встановлюватися без виїмки колінчастого валу за допомогою спеціальних пристосувань. Масло в підшипник поступає з головної магістралі через трубку, фланець і отвір в кришці. З рамового підшипника масло по каналам в шийках і щоках колінчастого валу поступає до шатунних підшипників. Звідси масло по каналам в стрижнях шатунів поступає до головних підшипників і на охолодження верхньої частини поршнів.

Кришка робочого циліндра чавунна, окрема для кожного циліндра, кріпиться до блок-картера чотирма шпильками, які затягуються в перехресному порядку. На днищі кришки є борт, який входить в проточку на втулці циліндра. Під борт для ущільнення камери згорання ставиться прокладка з червоної міді. Підбором товщини цієї прокладки встановлюється висота камери стиску. На ступінчастих шпильках встановлена вісь, на якій на голчастих підшипниках розташовані два коромисла. Мاستило до голчастих підшипників поступає від ковпачкової маслянки. На одному кінці коромисла є нажимний болт з кульковою голівкою, що входить в сферичне поглиблення верхнього кінця штанги. Нажимний болт стопориться контргайкою. На іншому кінці коромисла на осі встановлений ролик, який стикається із загартованим сухарем, запресованим в шток клапана. Сухар захищає шток від розклепування.

У центрі кришки розташована форсунка, котра кріпиться двома шпильками і фланцем. Для ущільнення торцевих поверхонь між форсункою і кришкою ставиться мідна прокладка. У кришці є два газові канали, через які за допомогою впускного та випускного клапана циліндр дизеля сполучається з колекторами впускання і випускання. Випускні клапани відрізняються від впускних по конструкції. У клапана впускання перехід від тарілки до штока виконаний плавним, у випускного - ступінчастим. При установці клапанів необхідно звернути увагу і ставити клапани у відповідні гнізда. Направляючі втулки запресовані в кришку. Клапани притерті до сідел і притискаються до них

					ПННІ НУК 14.2.44.23.12.ПЗ	Арку
						14
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

зовнішньою і внутрішньою пружинами. Верхні кінці пружин упираються в тарілку, котра з'єднується з штоком клапана конічним розрізним замком. Сідла клапанів виготовлені з високоміцного спеціального чавуну, запресовані в днищі кришки.

На кришці з боку випуску розміщений пусковий клапан, з боку впускання - запобіжний клапан. На кришці розміщений декомпресійний клапан, на вільному кінці котрого є різьбовий отвір для приєднування клапанного пристрою для визначення максимального тиску в циліндрі (або індикатора). Водяна порожнина кришки розділена горизонтальною перегородкою на дві частини. Раковина до відповідної труби приєднується фланцем і ущільнюється гумовим кільцем.

Для очищення водяної порожнини кришки передбачені люки, закриті кришками. На верхній площині кришки є канавки, по яких паливо і масло, що потрапили на кришку, відводяться в дренажну систему.

Кривошипно-шатунний механізм, в який входять колінчастий вал, шатуни і поршні, призначений для перетворення поступального ходу поршнів в обертальний рух колінчастого валу. Під час роботи дизеля деталі і вузли кривошипно-шатунного механізму при досить невеликих розмірах сприймають значні навантаження, що обумовлює необхідність особливо ретельного монтажу і догляду за цими вузлами і деталями.

Колінчастий вал сталевий, цільнокований, має шість шатунних шийок. Для дизелів 6ЧН 25/34 кривошипи розташовані по відношенню один до одного під кутом 90°. На передньому кінці колінчастого валу установлені шестерні приводу масляного і водяного насосів. На задньому торці валу є борт, який упирається в торець упорного підшипника і запобігає осьовому зсуву валу. На фланець валу насаджена шестерня колінчастого валу, яка слугує для приводу розподільного валу і утримується від осьового переміщення шістьма прижимами. За останньою рамовою шийкою валу є масловідбивач, який перешкоджає попаданню масла, що виходить з останнього рамового підшипника, на фланець, до якого кріпиться маховик.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.12.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		15

Розподільний вал сталевий, цільний, змонтований на дев'яти підшипниках, розташованих в порожнині під горизонтальною полицею блокартера. Крайній від маховика підшипник опорно-упорний. Він складається з опорних вкладишів, таких самих як і на останніх підшипниках, двох бронзових кілець, втулки, двох сталевих напівкілець, що входять в проточку на валу, і набору регулювальних прокладок, розташованих між півкільцями і втулкою. На розподільний вал на шпонках насаджені сталеві із загартованою поверхнею, впускні і випускні кулаки і втулки паливних кулаків. Втулки і кулаки застопорені болтами, які оберігають їх від осьового зсуву. На втулках паливні кулаки кріпляться гайками. Паливні кулаки в заданому положенні утримуються силами тертя, що виникають на конусних поверхнях втулки, кулака і гайки. Всі кулаки на розподільному валу розташовані в певній послідовності в залежності від порядку роботи циліндрів. На конусний кінець валу на шпонці насаджена шестерня розподільного валу, яка складається з маточини і зубчатого вінця, жорстко сполучених між собою прицинзійними болтами. Від осьового зсуву шестерня утримується гайкою. З шестернею розподільного валу, за допомогою болтів, жорстко з'єднується шестерня привода регулятора. До заднього торця валу болтом кріпиться пусковий кулак.

1.3 Висновки по розділу.

В даному розділі, вивчено та розглянуто призначення та будову об'єкту встановлення проектного двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція. Описано особливості експлуатації та задачі які вона вирішує під час роботи.

Крім того розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принципи функціонування та призначення його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено потенційні можливості двигуна-прототипу щодо отримання високих техніко-економічних показників, із збереженням показників надійності та довговічності на високому рівні.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.12.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		16

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт $P_e = 400$

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

Ступінь стиску, $\epsilon = 12.5$

Число циліндрів $i = 6$

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 $p_B = 150$

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 $p_r = 155$

Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К $T_r = 770$

Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо згідно [1, ст. 9] $\lambda = 1.55$

Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10] $\xi_Z = 0.86$

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10] $\xi = 0.96$

Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

Середній елементарний склад палива

$C = 0.86$; $H = 0.13$; $O = 0.01$; $S = 0$; $W = 0$;

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

$Q_{H.p} = 418.7 \cdot [81 \cdot C + 300 \cdot H - 26 \cdot (O - S) - 6 \cdot (9 \cdot H + W)] = 42447.806$

2.1.3 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 $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

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

2.1.4 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]

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{150}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 339.5$$

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)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 339.5 - 50 = 289.5$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

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

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 150 - 3 = 147$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

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

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 150 = 142.5$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 10}{770} \cdot \frac{155}{12.5 \cdot 142.5 - 155} = 0.038$$

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

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 10 + 0.04 \cdot 770}{1 + 0.04} = 319.88$$

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

$$\Phi_c = \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_b} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{12.5}{12.5 - 1} \cdot \frac{142.5}{150} \cdot \frac{289.468}{319.882 \cdot (1 + 0.038)} = 0.901$$

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 $\text{кг} / \text{м}^3$

$$\rho_a = \frac{p_{int}}{R_{\Pi} \cdot T_{int}}$$

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

$$\rho_a = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}} = \frac{147 \cdot 10^3}{287 \cdot 289.468} = 1.769$$

2.1.5 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.377$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 142.5 \cdot 12.5^{1.377} = 4615.938$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 319.88 \cdot 12.5^{1.38 - 1} = 828.94$$

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

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 828.943 = 22.067$$

2.1.6 Параметри процесу згоряння

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

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

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,034 \dots 1,040)$, 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 $\beta_0 = (1,030 \dots 1,038)$, 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:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

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

$$b' = b = 0.00178$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.55 \cdot 4615.938 = 7154.704$$

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

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

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00178 \cdot 1.03198 = 0.00184$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.49 \cdot 1.032 = 32.497$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.86 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.989 \cdot (1 + 0.038)} = 3.557 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.067 + 8.314 \cdot 1.55) \cdot 828.943 = 2.897 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 35573.665 + 28974.429 = 64548.095$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.497^2 + 4 \cdot 1.841 \times 10^{-3} \cdot 6.455 \times 10^4 = 1.531 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.497 + \sqrt{1531.298}}{2 \cdot 0.002} = 1802.299$$

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

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.032 \cdot 1.802 \times 10^3}{1.55 \cdot 828.943} = 1.448$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\rho = (1,20 \dots 1,55)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.7 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12.5}{1.448} = 8.635$$

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

$$n_2 = 1.226$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{7154.704}{8.635^{1.226}} = 509.008$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1802.299}{8.635^{1.226-1}} = 1107.209$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1107.209}{\sqrt[3]{\frac{509.008}{155}}} = 744.902$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|770 - 744.902|}{770} \cdot 100 = 3.26 \quad \%$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta < 10\%$

2.1.8 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C)$$

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.55 \cdot (1.448 - 1) = 0.694$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) = \frac{1.55 \cdot 1.448}{1.226 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{8.635^{1.226-1}}\right) = 3.829$$

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

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{4615.938}{12.5 - 1} \cdot [0.694 + (3.829 - 1.629)] = 1161.5$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi}' = 0.96 \cdot 1161.5 = 1115.04$$

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

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H,p} \cdot \rho_a} = \frac{2 \cdot 14.317 \cdot 1115.04}{0.901 \cdot 42447.806 \cdot 1.769} = 0.472$$

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 $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.472 \cdot 42447.806} = 0.18$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_i = (0.16 \dots 0.20) \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.9 Ефективні показники робочого циклу

Середня швидкість поршня, в $\text{м}/\text{с}$

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30}$$

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

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.34 \cdot 500}{30} = 5.667$$

Середній тиск механічних втрат, в кПа

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

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1115.04 - 154.867 = 960.173$$

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

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{960.173}{1115.04} = 0.861$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_M = (0,80...0,92)$, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.472 \cdot 0.861 = 0.406$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_e = (0,4...0,52)$, згідно [1, ст. 20].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{H,p}} = \frac{3600}{0.406 \cdot 42447.806} = 0.209$$

Для дизельних двигунів з наддувом $b_e = (0,165...0,215) \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.209 \cdot 400 = 83.468$$

2.1.10 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

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{400 \cdot 10^3}{960.173 \cdot 500} = 99.982$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{99.982}{6} = 16.664$$

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

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

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 16.664}{\pi \cdot 1.36}} = 249.87$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.36 \cdot 249.87 = 339.823$$

2.1.11 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндру

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

Хід поршня

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

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.25^2 \cdot 0.34 \cdot 6}{4} \cdot 10^3 = 100.138$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{960.173 \cdot 100.138 \cdot 500}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 400.625$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |400.625 - 400|}{400.625 + 400} \cdot 100 = 0.156 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

$\varphi = 0, \Delta\varphi \dots 720$ - 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

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

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

$$V_z = V_c \cdot \rho = 1.451 \times 10^{-3} \cdot 1.448 = 2.101 \times 10^{-3}$$

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

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

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

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:

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

$$p(\varphi) = p_d * (V_a' / V(\varphi))^{n1}$$

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 мЗ,

p - тиск робочого тіла в кПа,

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00145$	$p(0) = 142.5$	$V(180) = 0.01814$	$p(180) = 142.5$
$V(10) = 0.00161$	$p(10) = 142.5$	$V(190) = 0.01805$	$p(190) = 143.529$
$V(20) = 0.00208$	$p(20) = 142.5$	$V(200) = 0.01776$	$p(200) = 146.696$
$V(30) = 0.00284$	$p(30) = 142.5$	$V(210) = 0.01729$	$p(210) = 152.246$
$V(40) = 0.00384$	$p(40) = 142.5$	$V(220) = 0.01663$	$p(220) = 160.628$
$V(50) = 0.00506$	$p(50) = 142.5$	$V(230) = 0.01579$	$p(230) = 172.558$
$V(60) = 0.00642$	$p(60) = 142.5$	$V(240) = 0.01477$	$p(240) = 189.133$
$V(70) = 0.00789$	$p(70) = 142.5$	$V(250) = 0.01359$	$p(250) = 212.03$
$V(80) = 0.00938$	$p(80) = 142.5$	$V(260) = 0.01228$	$p(260) = 243.843$
$V(90) = 0.01086$	$p(90) = 142.5$	$V(270) = 0.01086$	$p(270) = 288.681$
$V(100) = 0.01228$	$p(100) = 142.5$	$V(280) = 0.00938$	$p(280) = 353.245$
$V(110) = 0.01359$	$p(110) = 142.5$	$V(290) = 0.00789$	$p(290) = 448.827$
$V(120) = 0.01477$	$p(120) = 142.5$	$V(300) = 0.00642$	$p(300) = 595.069$
$V(130) = 0.01579$	$p(130) = 142.5$	$V(310) = 0.00506$	$p(310) = 826.983$
$V(140) = 0.01663$	$p(140) = 142.5$	$V(320) = 0.00384$	$p(320) = 1206.699$
$V(150) = 0.01729$	$p(150) = 142.5$	$V(330) = 0.00284$	$p(330) = 1834.63$
$V(160) = 0.01776$	$p(160) = 142.5$	$V(340) = 0.00208$	$p(340) = 2812.976$
$V(170) = 0.01805$	$p(170) = 142.5$	$V(350) = 0.00161$	$p(350) = 4000.309$

V(360) = 0.00145	p(360) = 4615.938	V(540) = 0.01814	p(540) = 509.008
V(370) = 0.00161	p(370) = 7154.704	V(550) = 0.01805	p(550) = 155
V(380) = 0.00208	p(380) = 7154.704	V(560) = 0.01776	p(560) = 155
V(390) = 0.00284	p(390) = 4951.832	V(570) = 0.01729	p(570) = 155
V(400) = 0.00384	p(400) = 3410.112	V(580) = 0.01663	p(580) = 155
V(410) = 0.00506	p(410) = 2435.913	V(590) = 0.01579	p(590) = 155
V(420) = 0.00642	p(420) = 1817.212	V(600) = 0.01477	p(600) = 155
V(430) = 0.00789	p(430) = 1413.673	V(610) = 0.01359	p(610) = 155
V(440) = 0.00938	p(440) = 1142.225	V(620) = 0.01228	p(620) = 155
V(450) = 0.01086	p(450) = 954.345	V(630) = 0.01086	p(630) = 155
V(460) = 0.01228	p(460) = 821.176	V(640) = 0.00938	p(640) = 155
V(470) = 0.01359	p(470) = 725.072	V(650) = 0.00789	p(650) = 155
V(480) = 0.01477	p(480) = 654.929	V(660) = 0.00642	p(660) = 155
V(490) = 0.01579	p(490) = 603.573	V(670) = 0.00506	p(670) = 155
V(500) = 0.01663	p(500) = 566.277	V(680) = 0.00384	p(680) = 155
V(510) = 0.01729	p(510) = 539.89	V(690) = 0.00284	p(690) = 155
V(520) = 0.01776	p(520) = 522.33	V(700) = 0.00208	p(700) = 155
V(530) = 0.01805	p(530) = 512.28	V(710) = 0.00161	p(710) = 155

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 19175.242$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{1.918 \times 10^4}{0.017 \cdot 1 \times 10^3} = 1.149 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.149 \times 10^3 \cdot 0.96 = 1.103 \times 10^3$$

Середнє значення індикаторного тиску, в кПа

$$p_{mi.cp} = \frac{p_{mi} + p_{mi.d}}{2} = \frac{1.115 \times 10^3 + 1.103 \times 10^3}{2} = 1.109 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \left| \frac{p_{mi} - p_{mi.d}}{p_{mi.cp}} \right| \cdot 100 = \left| \frac{1.115 \times 10^3 - 1.103 \times 10^3}{1.109 \times 10^3} \right| \cdot 100 = 1.088$$

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;

$b'' = 130^\circ$ після ВМТ - точка відкриття випускного клапану;

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

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

$d' = 150^\circ$ до ВМТ - точка закриття впускного 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)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 4.616 \times 10^3 = 5.539 \times 10^3$$

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{max} = 1 \cdot 7.155 \times 10^3 = 7.155 \times 10^3$$

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	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 142.5$	$V(\varphi_r) = 1.451 \times 10^{-3}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 142.5$	$V(\varphi_d) = 0.018$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 4615.938$	$V(\varphi_c) = 1.451 \times 10^{-3}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 7154.704$	$V(\varphi_z) = 1.453 \times 10^{-3}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 509.008$	$V(\varphi_b) = 0.018$

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'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 2.278 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 2.424 \times 10^{-3}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 3.413 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.807 \times 10^{-3}$
z'	$\varphi_{z'} = 380$	$p(\varphi_{z'}) = 7.155 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 2.079 \times 10^{-3}$
b''	$\varphi_{b''} = 360 + b'' = 490$	$p(\varphi_{b''}) = 603.573$	$V(\varphi_{b''}) = 0.016$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 650$	$p(\varphi_{r'}) = 155$	$V(\varphi_{r'}) = 7.885 \times 10^{-3}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 50$	$p(\varphi_{r''}) = 142.5$	$V(\varphi_{r''}) = 5.059 \times 10^{-3}$
d'	$\varphi_{d'} = 360 - d' = 210$	$p(\varphi_{d'}) = 152.246$	$V(\varphi_{d'}) = 0.017$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 5.539 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 1.451 \times 10^{-3}$
z _д	$\varphi_{zд} = 370$	$p_{zд} = 7.155 \times 10^3$	$V(\varphi_{zд}) = 1.61 \times 10^{-3}$

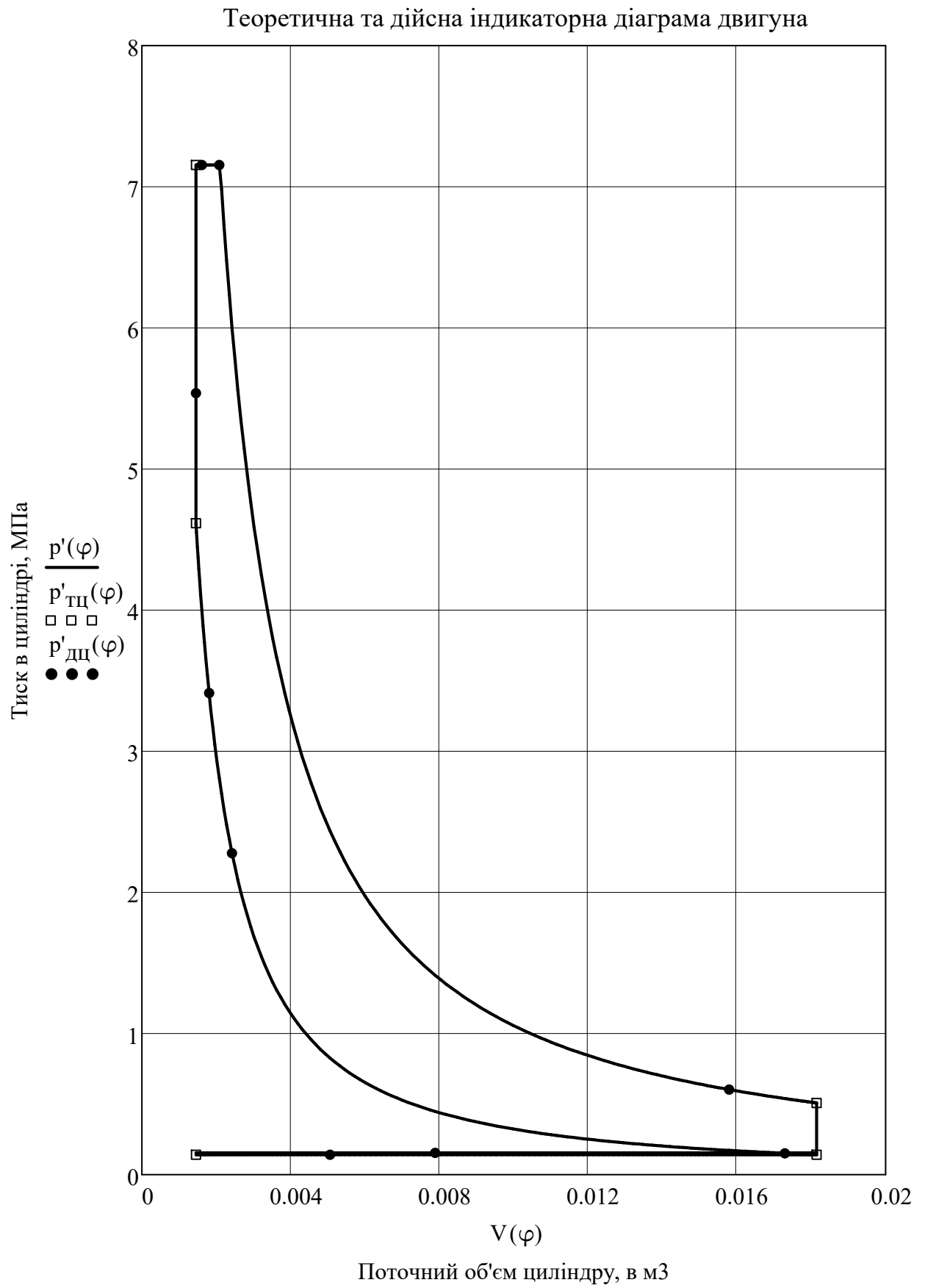


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

Розгорнута індикаторна діаграма двигуна

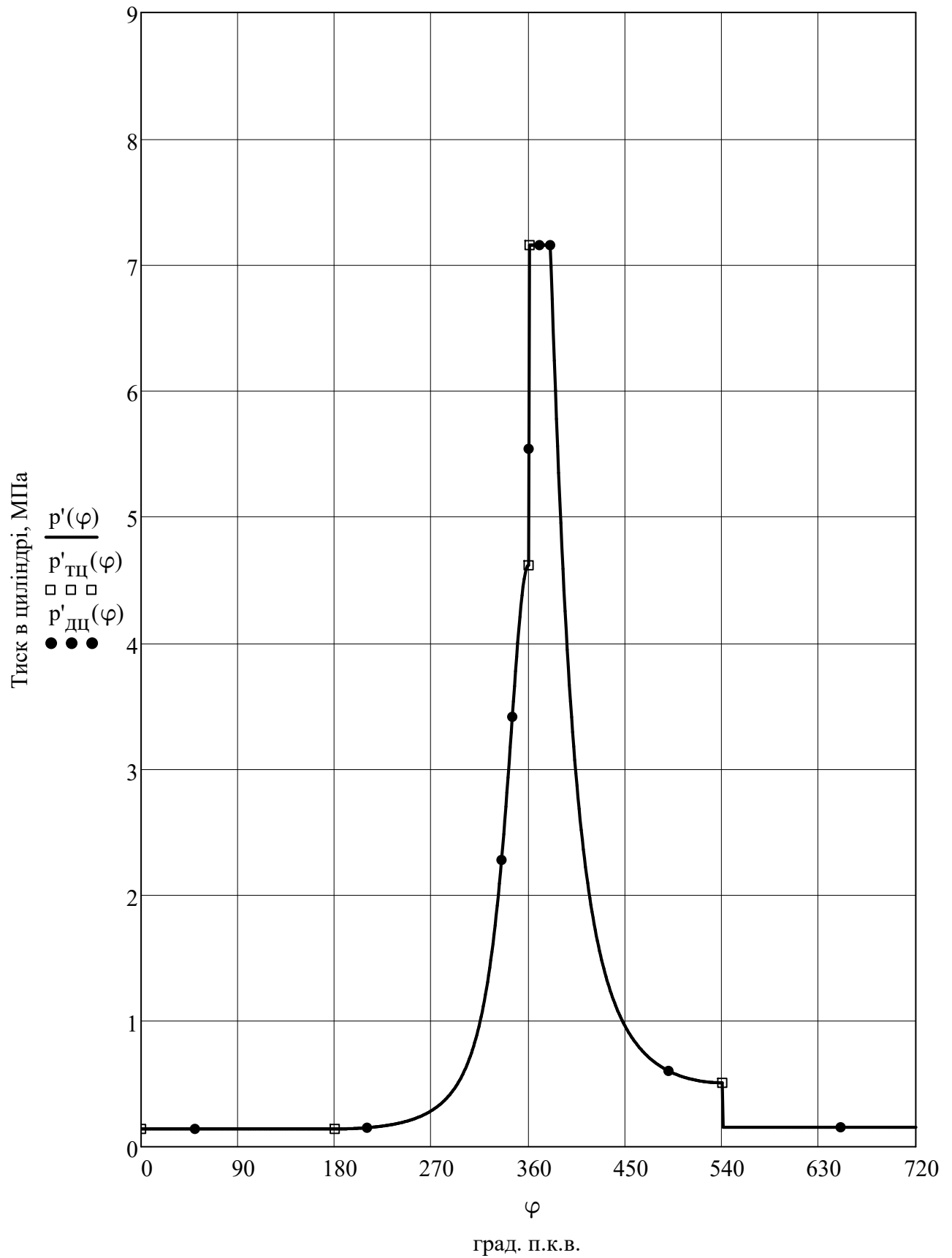


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

Даний 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 результатами цих розрахунків визначають основні деталі на міцність і знос.

Так як для кожного робочого циклу 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, будемо виконувати, виходячи з допущень що:

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

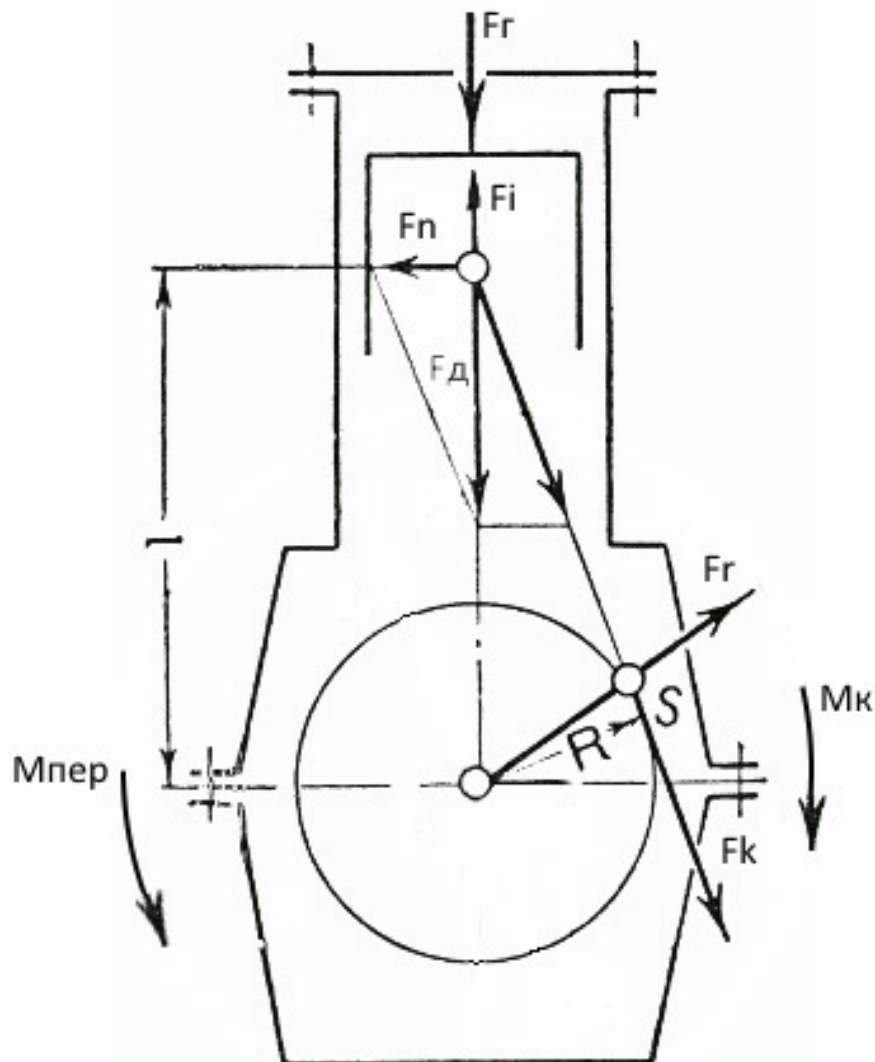


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$$m_{\Pi} = 53 \quad \text{кг - маса комплекту поршня}$$

$$m_{\text{Ш}} = 64.75 \quad \text{кг - маса комплекту шатуна}$$

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 53 + \frac{1}{3} \cdot 64.75 = 74.583$$

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

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

Кут нахилу шатуна

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

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

$F_r(0) = 2.022$	$F_i(0) = -43.659$	$F_d(0) = -41.637$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 2.022$	$F_i(30) = -34.553$	$F_d(30) = -32.531$	$M_k(30) = -3.383$
$F_r(60) = 2.022$	$F_i(60) = -12.931$	$F_d(60) = -10.909$	$M_k(60) = -1.817$
$F_r(90) = 2.022$	$F_i(90) = 8.899$	$F_d(90) = 10.921$	$M_k(90) = 1.857$
$F_r(120) = 2.022$	$F_i(120) = 21.83$	$F_d(120) = 23.852$	$M_k(120) = 3.051$
$F_r(150) = 2.022$	$F_i(150) = 25.654$	$F_d(150) = 27.677$	$M_k(150) = 1.827$
$F_r(180) = 2.022$	$F_i(180) = 25.862$	$F_d(180) = 27.884$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 2.501$	$F_i(210) = 25.654$	$F_d(210) = 28.155$	$M_k(210) = -1.858$
$F_r(240) = 4.311$	$F_i(240) = 21.83$	$F_d(240) = 26.141$	$M_k(240) = -3.343$
$F_r(270) = 9.198$	$F_i(270) = 8.899$	$F_d(270) = 18.097$	$M_k(270) = -3.076$
$F_r(300) = 24.238$	$F_i(300) = -12.931$	$F_d(300) = 11.307$	$M_k(300) = -1.883$
$F_r(330) = 85.085$	$F_i(330) = -34.553$	$F_d(330) = 50.532$	$M_k(330) = -5.255$
$F_r(360) = 221.612$	$F_i(360) = -43.659$	$F_d(360) = 177.952$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 238.1$	$F_i(390) = -34.553$	$F_d(390) = 203.547$	$M_k(390) = 21.169$
$F_r(420) = 84.23$	$F_i(420) = -12.931$	$F_d(420) = 71.299$	$M_k(420) = 11.875$
$F_r(450) = 41.874$	$F_i(450) = 8.899$	$F_d(450) = 50.772$	$M_k(450) = 8.631$
$F_r(480) = 27.176$	$F_i(480) = 21.83$	$F_d(480) = 49.006$	$M_k(480) = 6.268$
$F_r(510) = 21.529$	$F_i(510) = 25.654$	$F_d(510) = 47.183$	$M_k(510) = 3.114$
$F_r(540) = 20.013$	$F_i(540) = 25.862$	$F_d(540) = 45.875$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 2.636$	$F_i(570) = 25.654$	$F_d(570) = 28.29$	$M_k(570) = -1.867$
$F_r(600) = 2.636$	$F_i(600) = 21.83$	$F_d(600) = 24.466$	$M_k(600) = -3.129$
$F_r(630) = 2.636$	$F_i(630) = 8.899$	$F_d(630) = 11.535$	$M_k(630) = -1.961$
$F_r(660) = 2.636$	$F_i(660) = -12.931$	$F_d(660) = -10.295$	$M_k(660) = 1.715$
$F_r(690) = 2.636$	$F_i(690) = -34.553$	$F_d(690) = -31.917$	$M_k(690) = 3.319$
$F_r(720) = 2.636$	$F_i(720) = -43.659$	$F_d(720) = -41.023$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -41.637$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -4.198$	$F_r(30) = -26.073$	$F_k(30) = -19.901$	$M_{пер}(30) = 3.383$
$F_n(60) = -2.48$	$F_r(60) = -3.306$	$F_k(60) = -10.687$	$M_{пер}(60) = 1.817$
$F_n(90) = 2.892$	$F_r(90) = -2.892$	$F_k(90) = 10.921$	$M_{пер}(90) = -1.857$
$F_n(120) = 5.423$	$F_r(120) = -16.623$	$F_k(120) = 17.945$	$M_{пер}(120) = -3.051$
$F_n(150) = 3.572$	$F_r(150) = -25.755$	$F_k(150) = 10.745$	$M_{пер}(150) = -1.827$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -27.884$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -3.634$	$F_r(210) = -26.2$	$F_k(210) = -10.931$	$M_{пер}(210) = 1.858$
$F_n(240) = -5.943$	$F_r(240) = -18.218$	$F_k(240) = -19.667$	$M_{пер}(240) = 3.343$
$F_n(270) = -4.792$	$F_r(270) = -4.792$	$F_k(270) = -18.097$	$M_{пер}(270) = 3.076$
$F_n(300) = -2.571$	$F_r(300) = 3.427$	$F_k(300) = -11.077$	$M_{пер}(300) = 1.883$
$F_n(330) = -6.522$	$F_r(330) = 40.501$	$F_k(330) = -30.914$	$M_{пер}(330) = 5.255$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 177.952$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 26.27$	$F_r(390) = 163.142$	$F_k(390) = 124.524$	$M_{пер}(390) = -21.169$
$F_n(420) = 16.211$	$F_r(420) = 21.611$	$F_k(420) = 69.852$	$M_{пер}(420) = -11.875$
$F_n(450) = 13.446$	$F_r(450) = -13.446$	$F_k(450) = 50.772$	$M_{пер}(450) = -8.631$
$F_n(480) = 11.142$	$F_r(480) = -34.152$	$F_k(480) = 36.869$	$M_{пер}(480) = -6.268$
$F_n(510) = 6.09$	$F_r(510) = -43.907$	$F_k(510) = 18.318$	$M_{пер}(510) = -3.114$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -45.875$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -3.651$	$F_r(570) = -26.326$	$F_k(570) = -10.983$	$M_{пер}(570) = 1.867$
$F_n(600) = -5.563$	$F_r(600) = -17.05$	$F_k(600) = -18.407$	$M_{пер}(600) = 3.129$
$F_n(630) = -3.055$	$F_r(630) = -3.055$	$F_k(630) = -11.535$	$M_{пер}(630) = 1.961$
$F_n(660) = 2.341$	$F_r(660) = -3.12$	$F_k(660) = 10.086$	$M_{пер}(660) = -1.715$
$F_n(690) = 4.119$	$F_r(690) = -25.581$	$F_k(690) = 19.526$	$M_{пер}(690) = -3.319$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -41.023$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

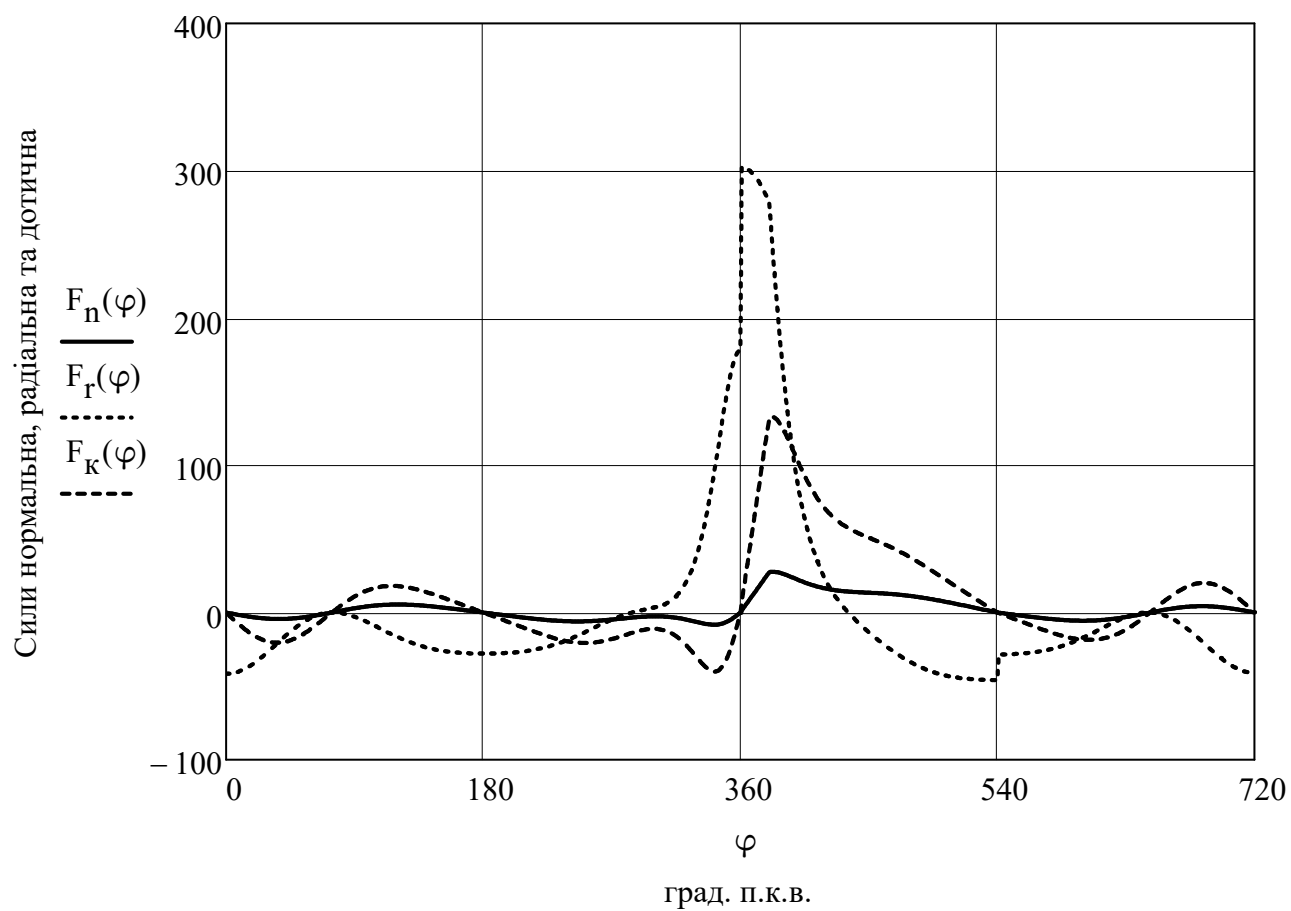
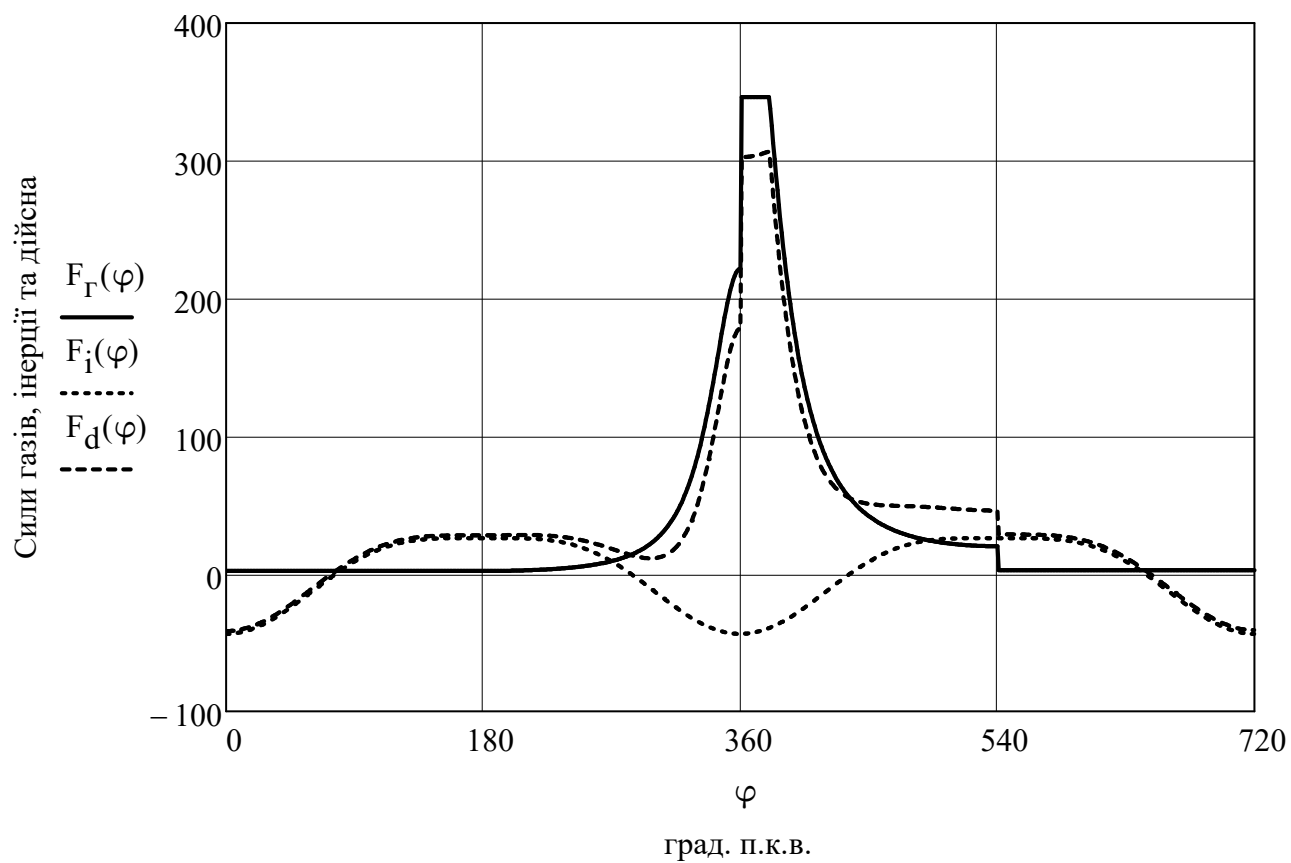


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

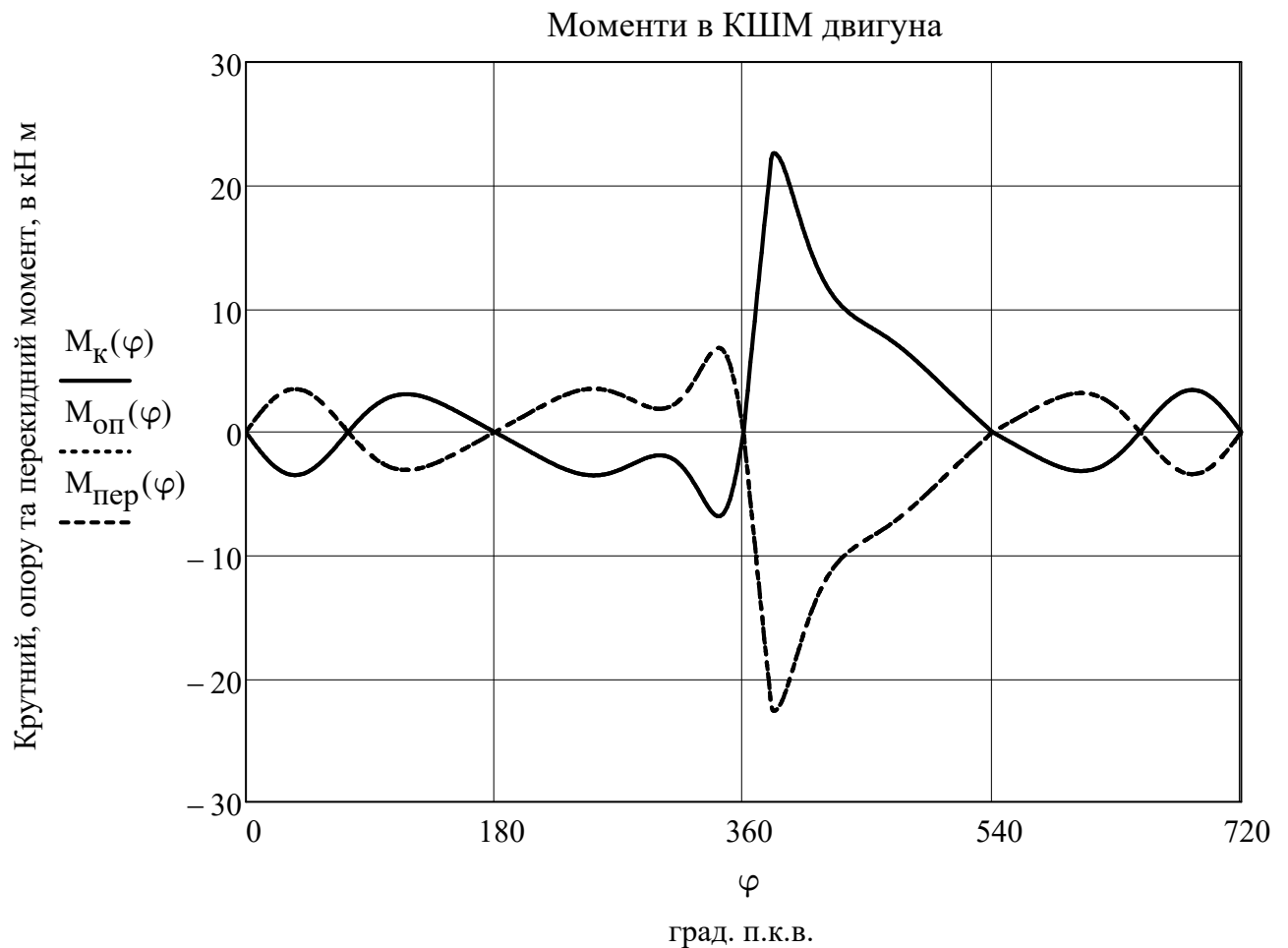


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

$$\varphi_{сп} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 4}{6} = 120$$

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутий момент, визначаємо за формулою, в кНм

$$M_{\Sigma,кр}(\varphi_K) = \sum_{j=0}^{i-1} (F_K(\varphi_{сп} \cdot j + \varphi_K) \cdot s)$$

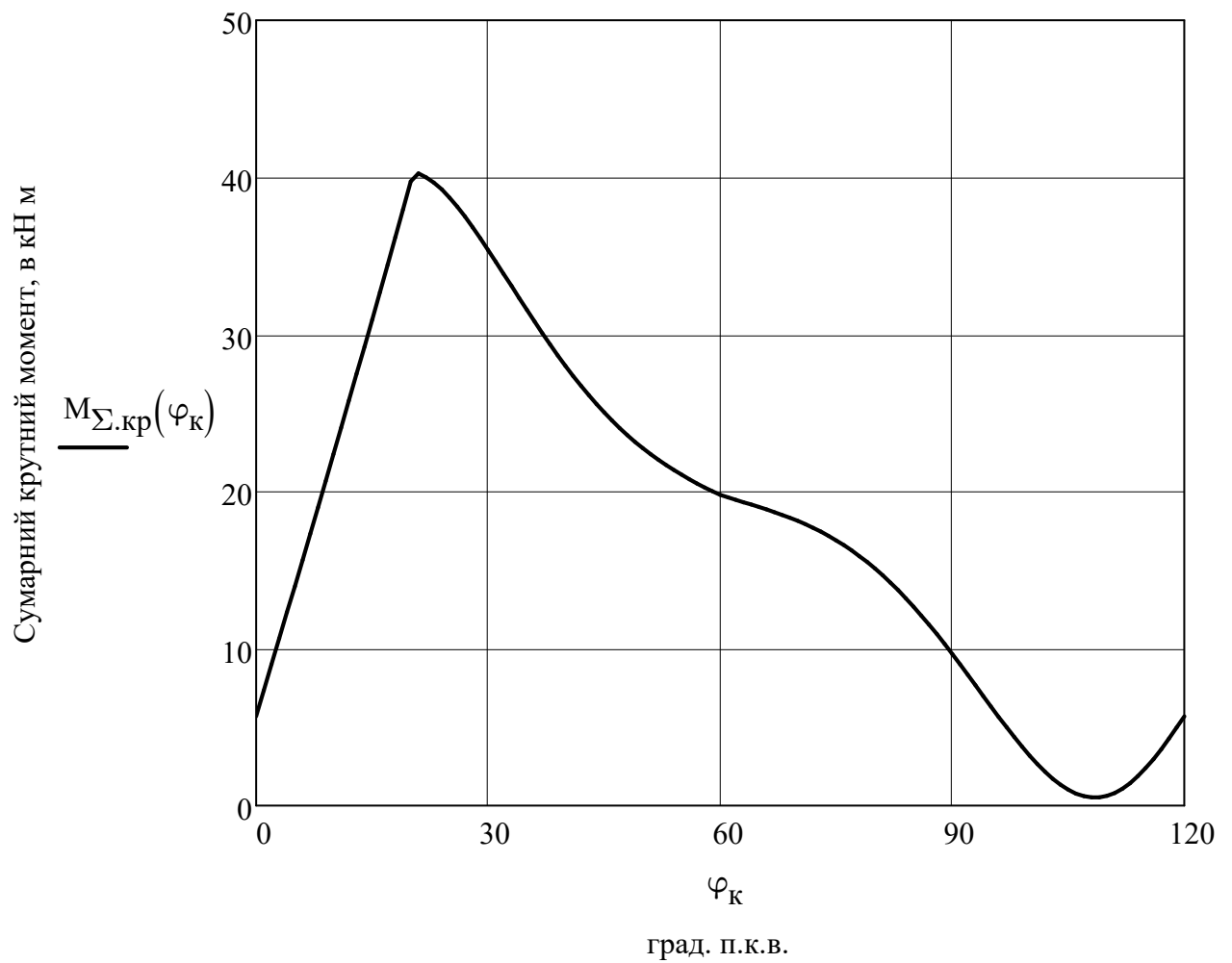


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0) = 5.692$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 25.776$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 17.692$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 39.228$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 13.206$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 30.814$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 5.651$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 23.589$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 0.53$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 19.779$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 5.692$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

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

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі

Q_B - теплота, що відводиться охолоджувальною рідиною

Q_{Γ} - 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 $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{н.р}}{3.6} = \frac{83.468 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 9.842 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ер} = 10^3 \cdot 400.625 = 400625.333$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{4.006 \times 10^5}{9.842 \times 10^5} \cdot 100 = 40.707$$

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

$$Q_e' = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 984177.611 \cdot 0.406 = 400000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_e'|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|4.006 \times 10^5 - 4 \times 10^5|}{4.006 \times 10^5} \cdot 100 = 0.156$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_w + Q_{т.п} + Q_{в.н}$$

де Q_w - теплота, що відводиться робочим тілом в стінки циліндра

$Q_{т.п}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня

$Q_{в.н}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_w = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) \cdot Q_{\Pi}$$

де $W_{\text{нап}} = 0$ - відносна втрата палива на ділянці наповнення

$W_{\text{ст}} = 0$ - відносна втрата палива на ділянці стиску

$W_{\text{г.р}} = 0.10$ - відносна втрата палива на ділянці горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.05$ - відносна втрата палива на ділянці випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.10 + 0.05 = 0.15$$

$$Q_w = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.15 \cdot 984177.611 = 147626.642$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

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

Робочий об'єм циліндру, в м^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

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{92.92 \cdot 0.01669 \cdot 500 \cdot 6}{30 \cdot 4} = 38.7702$$

Теплота, еквівалентна роботі витраченій на тертя поршня, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 38.77 = 38770.199$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу, в $\text{Дж} / \text{с}$

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_v = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 147626.642 + 38770.199 = 186396.84$$

Витрата охолоджуючої рідини, в $\text{м}^3 / \text{с}$

$$V_v = \frac{Q'_v \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_v \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_v}$$

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

$\rho_B = 1000 \text{ кг/м}^3$ - середня густина води

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{mB} \cdot \Delta T_B} = \frac{186396.84029 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.00534$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}}$$

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

$\eta_{B.H} = 0.9$ - ККД водяного насосу

$$P_{B.H} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{B.H}} = \frac{0.005 \cdot 98}{0.9} = 0.581$$

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

$$Q_{B.H} = 10^3 \cdot P_{B.H} = 10^3 \cdot 0.581 = 581.285$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H} = 147626.6 + 38770.2 + 581.3 = 186978.1$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{186978.126}{984177.611} \cdot 100 = 18.998$$

Температура залишкових газів, в °C

$$t_r = T_r - 273 = 770 - 273 = 497$$

Температура на початку стиску, в °C

$$t_d = T_d - 273 = 319.882 - 273 = 46.882$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 497 = 33.488$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 46.882 = 29.112$$

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

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

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 1.022 \cdot 33.488 \cdot 497 = 17008.194$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.989 \cdot 29.112 \cdot 46.882 = 1349.911$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 17008.2 - 1349.9 = 15658.3$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{83.468}{3.6} \cdot 15658.283 = 363046.602$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{363046.602}{984177.611} \cdot 100 = 36.888$$

2.4.6 Теплота, що відводиться з маслом і витрачається на привід масляного насосу

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{154.867}{1115.04} \cdot 0.472 = 0.066$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.066 \cdot 984177.611 = 64516.137$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 147626.642 + 64516.137 - 186978.126 = 25164.654$$

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

$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3$ - густина мастила

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

$\Delta T_M = 6$ - температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 2.516 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 3.338 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

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

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{3.338 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 1.669$$

Теплота витрачена на привід насоса, в Дж / с

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 1.669 = 1669.098$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 25164.654 + 1669.098 = 26833.751$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{26833.751}{984177.611} \cdot 100 = 2.727$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж / с

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q$$

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \begin{pmatrix} Q_e \\ Q_B \\ Q_{\Gamma} \\ Q_M \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 400625.333 \\ 186978.126 \\ 363046.602 \\ 26833.751 \end{pmatrix} = 977483.812$$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 984177.6 - 977483.8 = 6693.8$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{6693.800}{984177.611} \cdot 100.000 = 0.680$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в Дж / с,	у %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 984177.6$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 400625.3$	$q_e = 40.7$	29...45%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 363046.6$	$q_{\Gamma} = 36.9$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 186978.1$	$q_B = 19$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 26833.8$	$q_M = 2.7$	3...5%
Невраховані теплові втраги	$Q_{H.B} = 6693.8$	$q_{HB} = 0.7$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 40.707 + 36.888 + 18.998 + 2.727 + 0.68 = 100$$

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	Чисельне значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектований двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	345	400,6	16,1
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	860	960	11,6
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,395	0,406	2,8
4	Механічний ККД	η_m	-	0,85	0,861	1,3
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	$\frac{\text{г}}{\text{кВт год}}$	213	209	-1,9
6	Діаметр циліндру	D	мм	250	250	0,0
7	Хід поршня	S	мм	340	340	0,0

В даному розділі вирішувалось завдання щодо отримання вихідної потужності проектного двигуна на рівні 400 кВт, що на 55 кВт більше ніж у двигуна-прототипу. В результаті розрахунку параметрів робочого циклу проектного двигуна вдалося виконати поставлене завдання. Так згідно отриманих результатів приріст потужності склав 55,6 кВт, що більше ніж у прототипу на 16,1%.

Зростання номінальної потужності проектного двигуна у порівнянні з прототипом супроводжувалось збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрі. Отримане в результаті значення середнього тиску проектного двигуна більше прототипу на 11,6%. Це пов'язано з тим, що форсування двигуна вимагає збільшення циклової роботи в циліндрі, яке в нашому випадку було вирішено за рахунок збільшення тиску наддуву.

Оптимізація робочого циклу та раціональний вибір початкових даних для розрахунку проектного двигуна забезпечили отримання вихідних параметрів робочого циклу на високому рівні.

Так для питомої ефективної витрати палива спостерігається зниження на 1.9% у порівнянні з прототипом. При чому порівняння отриманих значень ефективного ККД показує, його ріст для проектного двигуна на 2,8%.

Завдяки заходам направлених на вдосконалення конструкції поршня, вдалося зменшити механічні втрати двигуна. Тому для механічного ККД проектного двигуна спостерігається зростання на 1,3%.

Правильний та обґрунтований підбір параметрів робочого циклу проектного двигуна, забезпечив умови за яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи не зросли, і вони аналогічні до двигуна-прототипу. Це свою чергу дає можливість отримати нову силову установку збільшеної потужності без суттєвого зростання її масогабаритних параметрів.

В даному розділі виконано розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна, а також розраховано та побудовано індикаторну діаграму. Визначено сили та моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі проектного двигуна та розраховано величини зовнішнього складового балансу.

Отримані в результаті вихідні параметри дають можливість оцінити якість та ефективність прийнятих рішень, визначити напрямки щодо подальшого вдосконалення двигуна, та є основою для вирішення питання покращення ефективних показників проектного двигуна.

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПОРШНЯ

3.1 Будова та робота поршнів в ДВЗ.

3.1.1 Загальний опис будови та принципу дії поршня тронкового типу.

Поршень сприймає силу від тиску газів і передає її через шатун на колінчастий вал. У тронкових двигунах він виконує роль повзуна, передає нормальну силу на втулку, керує газообміном у двотактних двигунах.

Механічні навантаження від сил тиску газів і сил інерції спричиняють напруження в матеріалі та деформацію поршня, високі питомі тиски на поверхнях деталей, які сполучаються з ним, порушують його геометричну форму, що, своєю чергою, посилює тертя та знос під час руху. Теплове навантаження від дії гарячих газів і тертя спричиняє нагрівання і розширення поршня, а перепади температур у його тілі - термічні напруження.

Залежно від типу КШМ, тактності, ступеня форсування поршні виконують цільними або складовими, охолоджуваними або неохолоджуваними.

На рис. 3.1 а) наведено конструкцію цільного неохолоджуваного поршня тронкового двигуна, який складається з голівки, що є його ущільнювальною частиною, і тронкової частини. Головка утворена днищем 1 і циліндричною стінкою, на бічній поверхні якої зроблені канавки для кілець ущільнювачів. Тронкова частина, звана також спідницею, призначена для спрямування руху поршня в циліндрі та передачі бічної сили на кістяк двигуна. З обох боків усередині спідниці виконані припливи - бобишки з отворами для поршневого пальця. На зовнішній поверхні спідниці в її верхній частині, а в деяких конструкціях і в нижній, проточують канавки для маслоснімних кілець.

Для вільного переміщення поршня в циліндрі між стінкою циліндра і спідницею передбачений робочий зазор. Оскільки поршень нагрівається по висоті

					ПННІ НУК 142.44.23.12.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		51

нерівномірно, то для того щоб забезпечити потрібний зазор, діаметр головки роблять дещо меншим за діаметр спідниці, а бічну поверхню.

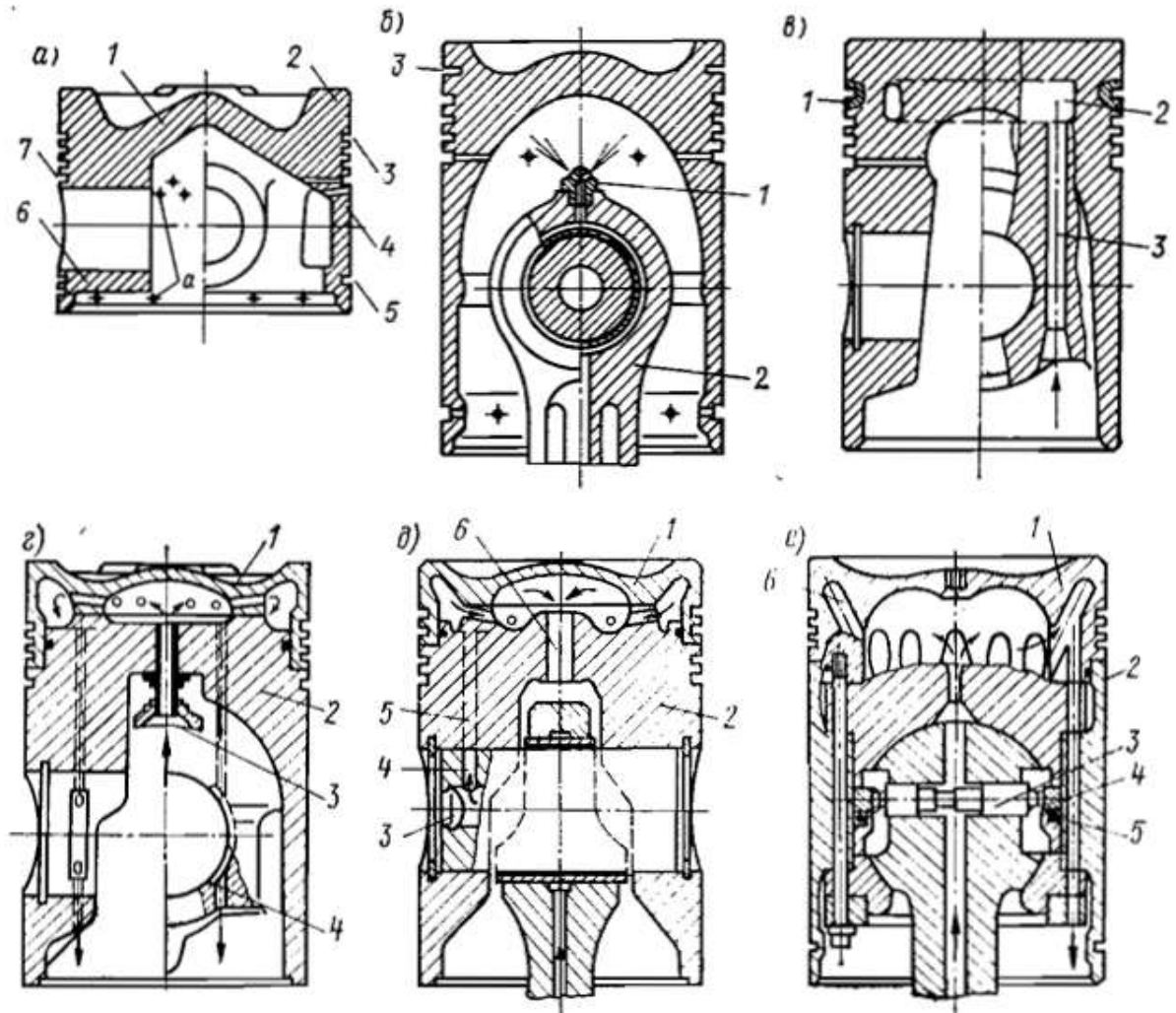


Рис. 3.1 – Конструкції та способи охолодження тронкових поршнів.

Перевагу надають ступінчастій або овально-бочкоподібній формі з меншою віссю овалу по осі пальця. Форма елементів поршня визначається тактністю двигуна, ступенем форсування і способом відведення теплоти.

Днище поршня сприймає тиск і теплоту гарячих газів, обмежує і формує камеру згоряння. Форма днища залежить від способу сумішоутворення, розташування камери згоряння і типу продувки. У чотиритактних двигунах із безпосереднім сумішоутворенням застосовують у гнуті або фігурні днища. Фігурним днищам надають форму паливних струменів або більш складну форму, коли камеру згоряння розміщують у поршні. Плоскі днища використовують у двигунах із розділеним сумішоутворенням. У двотактних двигунах застосовують

плоскі, опуклі та увігнуті днища, що сприяють кращій організації процесів продування і сумішоутворення.

Розміри головки поршня за висотою визначаються кількістю поршневих кілець і розташуванням верхнього кільця відносно кромки поршня. Число кілець буває від 3 до 5 і залежить від швидкохідності двигуна, тиску газів і способу охолодження поршня. Верхнє кільце розташовують нижче за кромку поршня на відстані приблизно $0,2D$, щоб за положення поршня у ВМТ воно перебувало в охолоджуваній частині втулки.

Напряму частину поршня проєктують легкою, але міцною і жорсткою, щоб не порушувалася її геометрична форма під час дії нормальної сили. Для цього в чавунних поршнях на внутрішній поверхні виконують кільцеві поперечні ребра жорсткості, а в алюмінієвих кованих плавно потовщують стінку. Довжину направляючої знаходять із розрахунку на допустимі питомі тиски від дії максимальної нормальної сили.

Для підвищення жорсткості бобишок їх підкріплюють у литих поршнях ребрами, а в штампованих - масивним переходом до днища (рис. 3.1а, б). У деяких конструкціях поршнів з метою збільшення несучої здатності бобишок торці їх виконують похилими (рис. 3.1 в) або ступінчастими (рис. 3.1, г, д).

Теплоту, що сприймається днищем у неохолоджуваних поршнів, відводять через поршневі кільця і тронк у втулку і далі в охолоджувальну воду. Щоб теплота розподілялася на всіх кільцях рівномірно, збільшують перерізи переходу від днища до стінок головки (рис. 3.1, а, б). Кругова канавка над верхнім кільцем (рис. 3.1, б) або аустенітні вставки з низькою теплопровідністю (рис. 3.1, в) слугують тепловими дамбами, захищаючи верхнє кільце від перегріву.

У форсованих за наддувом двигунах для збільшення тепловіддачі від днища застосовують примусове охолодження поршня: у трокових двигунах – маслом, у крейцкопфних – маслом або водою. Охолодження може бути струменевим, циркуляційним або збовтуванням.

За струменевого охолодження внутрішня поверхня голівки поршня омивається мастилом, яке подають із форсунки, розміщеної на шатуні (рис. 3.1, б).

					ПННІ НУК 14.2.44.23.12.ПЗ	Арку
						53
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Циркуляційне охолодження передбачає прокачування оливи з підвищеною швидкістю через кільцеву порожнину або через спіральні канали.

У кільцеву порожнину (рис. 3.1, в) мастило вводять каналом струменем із форсунки, закріпленої в картері, а в спіральні канали (змійовик) вона надходить через систему отворів у шатуні, пальці, боковині поршня.

Під час охолодження збовтуванням посилене тепловідведення забезпечується високою швидкістю переміщення оливи під дією сил інерції.

Для цього масло має лише частково заповнювати порожнину охолодження в поршні з розвиненим об'ємом (рис. 3.1, г, д, е). Масло в поршень подається через шатун і ущільнювальну склянку, а зливається каналом у картер (рис. 3.1, г) або подається через отвори у поршневому пальці та бобишках поршня і зливається через горловину у центрі поршня (рис. 3.1, д).

У форсованих ДВЗ, що працюють на важкому паливі, застосовують охолоджувані складові поршні (рис. 3.1, г, д, е) з головкою, що від'єднується, з жароміцної сталі та тронком з чавуну або алюмінієвого сплаву, з'єднані довгими та надійними шпильками. Тонкостінне днище сприяє ефективному охолодженню головки поршня, а малі перерізи переходу від днища до стінок (рис. 3.1, г, д) або глухі пальцеві канали (рис. 3.1, е), виконані рівномірно по колу головки, утворюють тепловий бар'єр над кільцями. Міцність днища забезпечується кільцевим опорним поясом.

Для вирівнювання температурного поля і зменшення зносу застосовують поршні, що провертаються під час роботи (рис. 3.1, е). Під час гойдання шатуна храпові засувки, розташовані в його верхній голівці сферичної форми, повертають зубчастий вінець. Останній стискає кільцеву пружину, з'єднану своїми кінцями з вінцем і спідницею поршня. Пружина повертає поршень на невеликий кут під час кожного хитного руху в момент, коли навантаження на поршень невелике.

Матеріал для виготовлення поршня або його елементів повинен мати високі механічні властивості, хорошу теплопроникність, невеликий коефіцієнт лінійного розширення, бути жароміцним, добре оброблятися і мати порівняно низьку вартість. Цим вимогам за певних умов відповідають чавуни марок СЧ25...СЧ35,

					ПННІ НУК 14.2.44.23.12.ПЗ	Арку
						54
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВЧ45-5, леговані сталі, ливарні АЛ1, АЛ25 або алюмінієві сплави, що деформуються, АК2, АК4.

3.1.2 Камери згоряння дизельних двигунів.

Для хорошого сумішоутворення одночасно необхідно правильно поєднувати розпилювання палива і рух повітря в камері згоряння. Це дасть змогу поліпшити розподіл палива в камері та здійснити процес згоряння за найменшої кількості повітря.

Форма камери згоряння повинна:

відповідати напрямку і далекобійності струменя палива, що впорскується;
забезпечувати рух потоку повітря, інтенсивне перемішування палива і повітря, повне згоряння палива в короткий період за найменшої кількості повітря;
плавне наростання тиску в циліндрі, помірний максимальний тиск під час згоряння і мінімальні теплові втрати;

створювати умови для полегшеного запуску двигуна.

За конструкцією дизельні двигуни поділяються на дві основні категорії: з нерозділеними і розділеними камерами згоряння. Нерозділені камери мають тільки одне відділення, в якому відбувається і сумішоутворення, і згоряння палива. Розділені камери розділені на дві частини: основну і додаткову, з'єднані між собою горловиною. При цьому паливо впорскується в додаткову камеру.

За способом розрізняють об'ємне, плівкове і комбіноване сумішоутворення. При об'ємному сумішоутворенні паливо розпилюється в об'ємі камери згоряння і лише невелика частина його потрапляє в пристінковий шар. Об'ємне сумішоутворення здійснюється в нерозділених камерах згоряння.

Плівкове сумішоутворення застосовується в низці конструкцій камер згоряння, коли майже все паливо спрямовується в пристінкову зону. У центральну частину камери згоряння потрапляє приблизно 5-10% палива, що впорскується форсункою. Інша частина палива розподіляється на стінках камери згоряння у вигляді тонкої плівки (10 - 15 мкм). Спочатку запалюється частина палива, що потрапила в центральну частину камери згоряння, де зазвичай відсутній рух заряду і встановлюється найвища температура. Надалі, у міру випаровування і

змішування з повітрям, горіння поширюється на основну частину палива, спрямовану в пристінковий шар.

При плівковому сумішоутворенні потрібне менш тонке розпилювання палива. Застосовують форсунки з одним сопловим отвором. Тиск уприскування палива не перевищує 17-20 МПа. Плівкове сумішоутворення порівняно з об'ємним забезпечує кращі економічні показники двигуна, спрощує конструкцію паливної апаратури. Основним недоліком є низькі пускові властивості двигуна за низьких температур у зв'язку з малою кількістю палива, що бере участь у первісному згорянні. Цей недолік усувають шляхом підігріву повітря на впуску або за рахунок збільшення кількості палива, що бере участь в утворенні початкового вогнища згорання.

Комбіноване сумішоутворення отримують за менших діаметрів камери згорання, коли частина палива досягає її стінки і концентрується в пристінковому шарі. Інша частина крапель палива розташовується у внутрішньому об'ємі заряду. На поверхні камери осідає приблизно 50% палива. Під час впуску в камері не створюється обертального руху заряду. Заряд приводиться в рух під час витіснення його з надпоршневого простору в камеру згорання, і створюється вихор. Швидкість руху заряду досягає 40-45 м/с. Відмінною особливістю від плівкового сумішоутворення є зустрічний рух струменів палива і заряду, що витісняється з надпоршневого простору, що сприяє збільшенню кількості палива, зваженого в об'ємі камери згорання, і зближує процес з об'ємним сумішоутворенням. Форсунки застосовують із розпилювачами, що мають 3-5 соплових отворів.

Камери згорання з безпосереднім уприскуванням. У дизельних двигунах із такими камерами паливо впорскують безпосередньо в камеру згорання форсункою з робочим тиском 15-30 МПа, що має багатодирчасті розпилювачі (5-7 отворів) із малим діаметром соплових каналів (0.15-0.32 мм). Настільки високі тиски впорскування застосовуються з огляду на те, що в цьому разі розпилювання палива і перемішування його з повітрям досягається головним чином завдяки кінетичній енергії, що повідомляється паливу під час впорскування. Для рівномірного

					ПННІ НУК 14.2.44.23.12.ПЗ	Арку
						56
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

розподілу палива в камері форсунки таких двигунів часто виконують з декількома отворами.

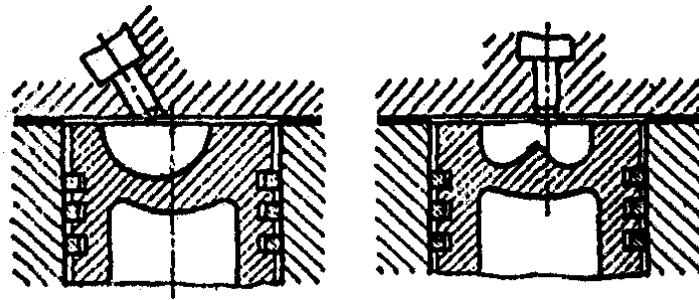


Рис. 3.2 - Нерозділені камери згоряння для об'ємного сумішоутворення:

а - напівсферична, б - тороїдальна

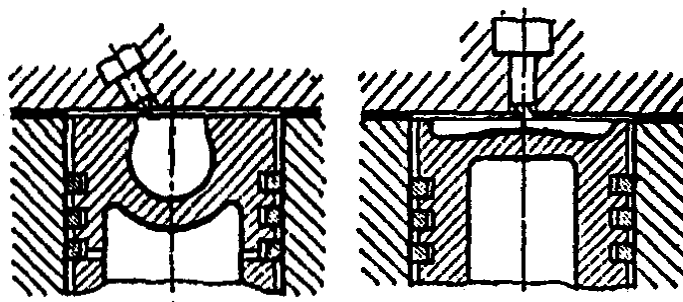


Рис. 3.3 - Нерозділені камери згоряння для плівкового сумішоутворення:

а - типу дизелів МАН, б - типу "Гессельман"

Крім зазначеної вище, при плівковому сумішоутворенні камеру згоряння виконують тарілкоподібною). Струмінь палива з форсунки, зважаючи на малу відстань, досягає дна камери й осідає у вигляді плівки.

Струмені палива потрапляють на стінку під гострим кутом і здійснюють порівняно малий шлях. На конічній поверхні камери осідає приблизно 50% палива.

Основна перевага камер згоряння з безпосереднім уприскуванням порівняно з камерами інших різновидів полягає в такому.

Проста і компактна форма камери згоряння забезпечує менші теплові втрати в процесі згоряння і більш високий ефективний ККД.

Менш інтенсивне охолодження повітря в період стиснення (компактність камери і порівняно невеликий вихровий рух повітря) створює умови для полегшення пуску. Час для пуску двигуна з безпосереднім уприскуванням у 1.8-3.6 рази менший, ніж для пуску двигунів з іншими камерами згоряння.

Конструкція головки циліндра спрощується.

Недоліки камер згоряння з безпосереднім уприскуванням полягають у наступному:

а) сумішоутворення відбувається при великих тисках впорскування (до 30 МПа). Це підвищує вимоги до паливоподавальної апаратури;

б) процес згоряння характеризується значними тисками. Швидкість наростання тиску при цьому висока. У зв'язку зі збільшенням навантаження на кривошипно-шатунний механізм доводиться збільшувати запас міцності вузлів двигуна;

в) малі соплові отвори розпилювача форсунки (0.1-0.25 мм) вимагають точного виконання і за недостатньо очищеного палива можуть засмічуватися. Тому паливо має очищатися з великою ретельністю. Незначні відхилення в якості палива від норми погіршують роботу двигуна.

Передкамерні дизельні двигуни мають камеру згоряння, розділену на дві частини (рис. 3.4). Основна камера розміщується безпосередньо над поршнем. Її об'єм становить 0.75-0.60 від усього об'єму камери згоряння. Передкамера виконується в голівці циліндра. Вона займає за об'ємом 0.25-0.40 усього об'єму камери. Передкамера з'єднується з основною камерою одним або кількома каналами.

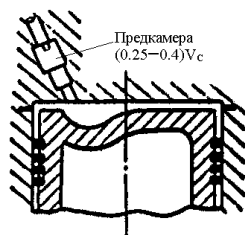


Рис. 3.4 - Передкамера

При цьому згорає від 20 до 30% палива, що впорскується, що відповідає кількості кисню повітря, що міститься в передкамері.

Під час згоряння частини палива температура і тиск у передкамері підвищуються. Гази, що горять, і незгоріле паливо спрямовуються з передкамери в основну камеру. Тут згоряння палива триває і закінчується в процесі розширення.

					ПННІ НУК 142.44.23.12.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		58

У передкамерних двигунах інтенсивне сумішоутворення досягається головним чином за рахунок енергії палива, що частково згоріло в передкамері. Ця енергія спричиняє перепад тиску між передкамерою та основною камерою (зазвичай 1.5 МПа), що створює умови для інтенсивного сумішоутворення та тоншого розпилення палива, попередньо розпиленого в передкамері.

Сумішоутворенню сприяє утворення вихрових рухів повітря під час переміщення його в процесі стиснення з основної камери в передкамеру. Форсунка таких двигунів зазвичай виконується з одним отвором.

Вихрові камери. Двигуни з вихровими камерами, як і передкамерні двигуни, мають камеру, розділену на дві частини (рис. 3.5). Основна камера розташована безпосередньо над поршнем і має порівняно невеликий об'єм. Вихрова камера виконана в голівці циліндра, має обтічну форму (кулі або сплющеної кулі) і охолоджується водою. Її об'єм становить від 50 до 75% усього об'єму камери згоряння. Такий об'єм дає змогу залучити у вихровий рух велику кількість повітря. Вихрова камера сполучається з основною за допомогою горловини.

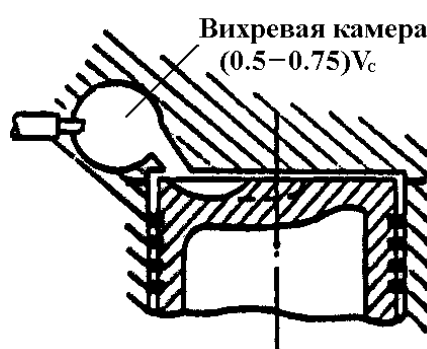


Рис. 3.5 - Вихрова камера

У період згоряння у вихровій камері різко підвищується тиск. При цьому продукти згоряння і незгоріла частина палива спрямовуються в основну камеру. Тут процес згоряння триває, закінчуючись при розширенні.

У двигунах з вихровими камерами для сумішоутворення використовуються головним чином вихрові потоки повітря, що створюються в процесі стиснення у вихровій камері. Перепад тисків між камерами порівняно невеликий (зазвичай 0.6 МПа). Форсунки у таких двигунів застосовуються зазвичай з одним отвором.

У дизельних двигунах із розділеними камерами згоряння досягається бездимна робота за малих значень коефіцієнта надлишку повітря. Значно знижуються вимоги до якості розпилювання палива, і застосовуються форсунки закритого типу з одним сопловим отвором великого діаметра (1-2 мм). Тиск уприскування палива становить 12-15 МПа, і забезпечується м'яка робота двигуна. Ці дизельні двигуни є найбільш швидкохідними з усіх дизелів.

Основні недоліки роздільних камер згоряння:

- низькі пускові властивості у зв'язку з інтенсивним відведенням тепла;
- висока питома витрата палива, великі втрати тепла і значні витрати енергії на перетікання газів з однієї порожнини камери згоряння в іншу;
- складна конструкція камери згоряння і підвищені теплові напружки окремих деталей.

3.1.3. Пропозиції по удосконаленню конструкції поршня.

Штатна конструкція поршня дизеля 6ЧН 25/34 тронкового типу з формою днища характерного для нерозділеної камери згоряння типу «Гесельман».

Для камер згоряння такого типу ключовим недоліком є те, що при об'ємному сумішоутворенні коли паливо розпилюється в об'ємі камери згоряння, невелика його частка потрапляє на стінку циліндру, що погіршує вигорання палива та порушує умови теплообміну верхньої частини гільзи.

Крім того об'ємне сумішоутворення вимагає великий тиск подачі палива що значно підвищує вимоги до паливної апаратури. Процес згоряння відбувається при значному тиску в циліндрі і характеризується значною жорсткістю роботи. Процес подачі палива що проходить в умовах високого тиску та температури підвищує вимоги і до самого палива з метою збереження ресурсу паливної апаратури.

Але об'ємне сумішоутворення забезпечує високі показники економічності дизельного двигуна. Тому в даній пропонується заміна камери згоряння без заміни принципу сумішоутворення. Оптимальним варіантом є застосування камери згоряння комбінованого типу.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.12.ПЗ	Арку
						60
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Розрахунок деталей поршневої групи.

3.2.1 Початкові дані для розрахунку поршня дизеля.

$$D = 0.25 \text{ м - діаметр циліндра двигуна; або в мм} \quad D \cdot 10^3 = 250$$

$$S = 0.340 \text{ м - хід поршня; або в мм} \quad S \cdot 10^3 = 340$$

$$n = 500 \text{ об/хв - частота обертання колінчастого валу;}$$

$$p_{zd} = 7.154 \cdot 10^6 \text{ Па - максимальний тиск згорання;}$$

$$N_{\max} = 16211 \text{ Н - найбільша нормальна сила, при } \varphi = 420^\circ$$

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

$$\lambda = 0.256 \text{ - кривошипно-шатунне відношення;}$$

$$H = 0.350 \text{ м - висота поршня;}$$

$$h_{\text{ю}} = 0.265 \text{ м - висота юбки поршня;}$$

$$t = 0.008 \text{ м - радіальна товщина кільця;}$$

$$\Delta t = 0.0008 \text{ м - радіальний зазор кільця в канавці поршня;}$$

$$s = 0.020 \text{ м - товщина стінки головки поршня;}$$

$$h_{\Pi} = 0.005 \text{ м - товщина верхньої кільцевої перемички поршня;}$$

$$\alpha_{\Pi} = 22 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К - коефіцієнт лінійного розширення алюмінію;}$$

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

3.2.2 Геометричні розміри поршневої групи

Найбільш напруженим елементом поршневої групи є поршень, що сприймає високі газові, інерційні та теплові навантаження. Його основними функціями є ущільнення внутрішньоциліндрового простору і передача газових сил тиску з найменшими втратами кривошипно-шатунному механізму. Поршень являє собою досить складну деталь як щодо самої конструкції, так і щодо технології та підбору матеріалу під час його виготовлення.

Основними тенденціями вдосконалення поршнів сучасних двигунів є зниження їхніх масогабаритних параметрів, підвищення міцності та зносостійкості, а також зниження коефіцієнта лінійного розширення, що дуже важливо для отримання мінімального теплового зазору між поршнем і циліндром без заклинювання.

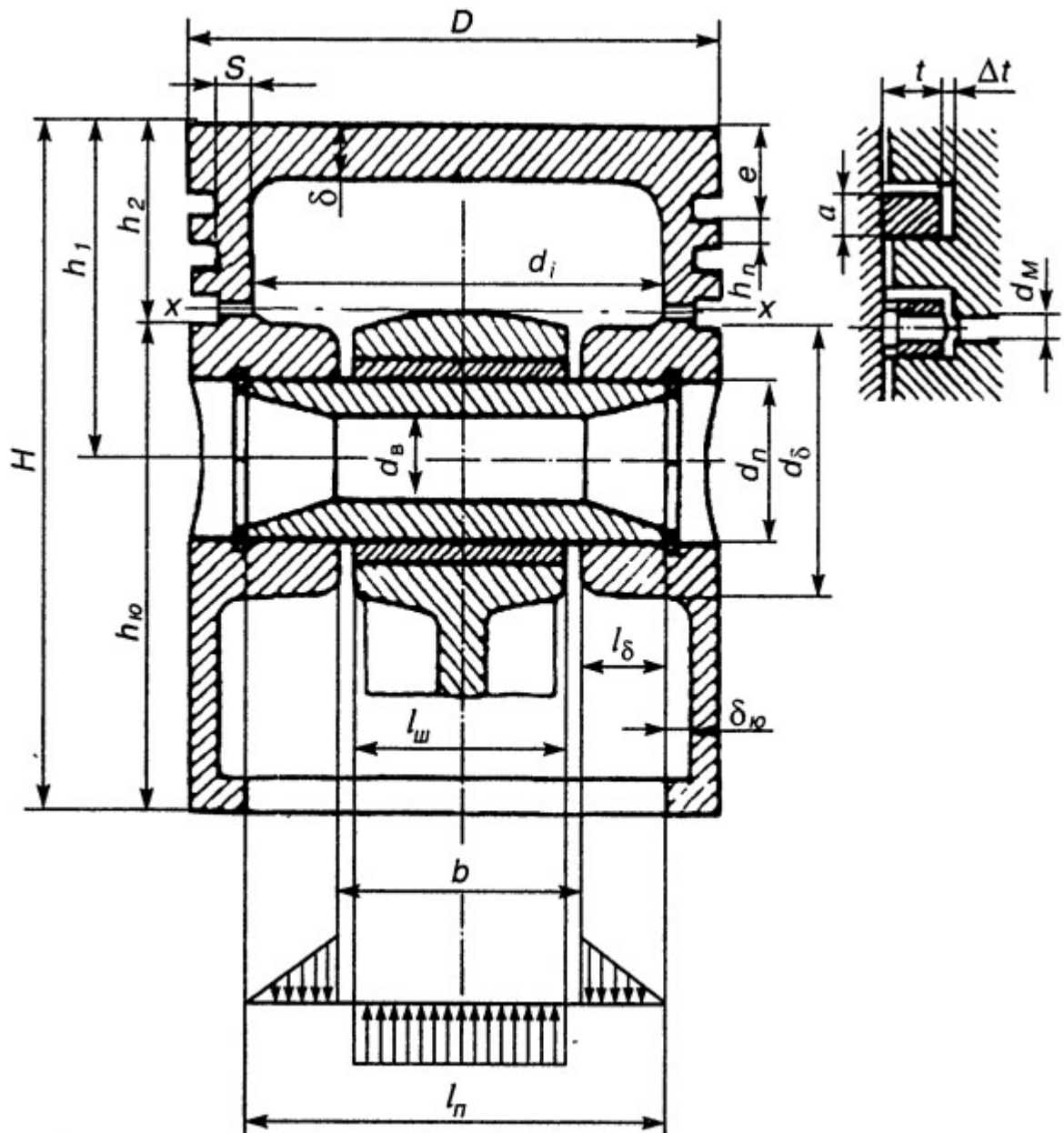


Рис. 3.3 - Розрахункова схема поршневої групи

товщина днища поршня, в м;

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

$$\delta = 0.1 \cdot D = 0.1 \cdot 0.25 = 0.025 \quad \text{або в мм} \quad \delta \cdot 10^3 = 25$$

висота поршня, в м;

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

$$H = 1.25 \cdot D = 1.25 \cdot 0.25 = 0.313 \quad \text{або в мм} \quad H \cdot 10^3 = 312.5$$

висота жарового пояса, в м;

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

$$e = 0.16 \cdot D = 0.16 \cdot 0.25 = 0.04 \quad \text{або в мм} \quad e \cdot 10^3 = 40$$

товщина першої кільцевої перетинки, в м;

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

$$h_{\Pi 1} = 0.05 \cdot D = 0.05 \cdot 0.25 = 0.013 \quad \text{або в мм} \quad h_{\Pi 1} \cdot 10^3 = 12.5$$

висота верхньої частини поршня, в м;

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

$$h_1 = 0.80 \cdot D = 0.80 \cdot 0.25 = 0.2 \quad \text{або в мм} \quad h_1 \cdot 10^3 = 200$$

висота юбки поршня, в м;

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

$$h_{\text{ю}} = 0.65 \cdot D = 0.65 \cdot 0.25 = 0.163 \quad \text{або в мм} \quad h_{\text{ю}} \cdot 10^3 = 162.5$$

внутрішній діаметр поршня, в м;

$$d_1 = D - 2 \cdot (s + t) + \Delta t = 0.25 - 2 \cdot (0.020 + 0.008) + 0.0008 = 0.195$$

$$\text{або в мм} \quad d_1 \cdot 10^3 = 194.8$$

товщина стінки головки поршня, в м;

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

$$S_{\text{ГП}} = 0.08 \cdot D = 0.08 \cdot 0.25 = 0.02 \quad \text{або в мм} \quad S_{\text{ГП}} \cdot 10^3 = 20$$

товщина стінки юбки поршня, в м;

$$\delta_{\text{ю}} = (0.002 \dots 0.005);$$

$$\delta_{\text{ю}} = 0.011 \quad \text{або в мм} \quad \delta_{\text{ю}} \cdot 10^3 = 11$$

радіальна товщина компресійного кільця, в м;

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

$$t_k = 0.043 \cdot D = 0.043 \cdot 0.25 = 0.011 \quad \text{або в мм} \quad t_k \cdot 10^3 = 10.75$$

радіальна товщина маслоз'ємного кільця, в м;

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

$$t_m = 0.04 \cdot D = 0.04 \cdot 0.25 = 0.01 \quad \text{або в мм} \quad t_m \cdot 10^3 = 10$$

радіальний зазор компресійного кільця в канавці поршня, в м;

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

$$\Delta t_k = 0.83 \quad \text{або в мм} \quad \Delta t_k \cdot 10^3 = 830$$

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

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

$$\Delta t_m = 1.00 \quad \text{або в мм} \quad \Delta t_m \cdot 10^3 = 1 \times 10^3$$

висота кільця, в м;

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

$$a = 0.005 \quad \text{або в мм} \quad a \cdot 10^3 = 5$$

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

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

$$A_0 = 3.60 \cdot t = 3.60 \cdot 0.008 = 0.029 \quad \text{або в мм} \quad A_0 \cdot 10^3 = 28.8$$

число масляних отворів в поршні, в м;

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

$$n_M = 12$$

діаметр масляного каналу, в м;

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

$$d_M = 0.4 \cdot a = 0.4 \cdot 0.005 = 2 \times 10^{-3} \quad \text{або в мм} \quad d_M \cdot 10^3 = 2$$

діаметр бобишки, в м;

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

$$d_G = 0.415 \cdot D = 0.415 \cdot 0.25 = 0.104 \quad \text{або в мм} \quad d_G \cdot 10^3 = 103.75$$

відстань між торцями бобишок, в м;

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

$$b = 0.4 \cdot D = 0.4 \cdot 0.25 = 0.1 \quad \text{або в мм} \quad b \cdot 10^3 = 100$$

зовнішній діаметр поршневого пальця, в м;

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

$$d_3 = 0.42 \cdot D = 0.42 \cdot 0.25 = 0.105 \quad \text{або в мм} \quad d_3 \cdot 10^3 = 105$$

внутрішній діаметр поршневого пальця, в м;

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

$$d_B = 0.51 \cdot d_3 = 0.51 \cdot 0.105 = 0.054 \quad \text{або в мм} \quad d_B \cdot 10^3 = 53.55$$

довжина закріпленого пальця, в м;

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

$$l_{ПЗ} = 0.8315 \cdot D = 0.831 \cdot 0.25 = 0.208 \quad \text{або в мм} \quad l_{ПЗ} \cdot 10^3 = 207.875$$

довжина плаваючого пальця, в м;

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

$$l_{ПВ} = 0.8315 \cdot D = 0.831 \cdot 0.25 = 0.208 \quad \text{або в мм} \quad l_{ПВ} \cdot 10^3 = 207.875$$

довжина головки шатуна при закріпленому пальці, в м;

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

$$l_{ШЗ} = 0.4 \cdot D = 0.4 \cdot 0.25 = 0.1 \quad \text{або в мм} \quad l_{ШЗ} \cdot 10^3 = 100$$

довжина головки шатуна при плаваючому пальці, в м;

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

$$l_{ШВ} = 0.4 \cdot D = 0.4 \cdot 0.25 = 0.1 \quad \text{або в мм} \quad l_{ШВ} \cdot 10^3 = 100$$

радіус кривошипу, в м;

$$R = \frac{1}{2} \cdot S = \frac{1}{2} \cdot 0.340 = 0.17 \quad \text{або в мм} \quad R \cdot 10^3 = 170$$

Площа поршня в м²;

$$F_{\Pi} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.25^2}{4} = 0.049$$

3.2.3 Напруження згинання в днищі поршня, Па

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

$$\text{де } r_i = \left(\frac{D}{2} \right) - (s + t + \Delta t) = \frac{0.25}{2} - (0.020 + 0.008 + 0.0008) = 0.096$$

$$\sigma_{зг} = p_{зд} \cdot \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2 = 7.154 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{0.096}{0.025} \right)^2 = 1.059 \times 10^8$$

$$\text{або в МПа } \sigma_{зг} \cdot 10^{-6} = 105.93$$

3.2.4 Напруження стиску в перерізі х-х, МПа

площа стиску х - х, м²;

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

$$\text{де } d_x = D - 2 \cdot (t + \Delta t) = 0.25 - 2 \cdot (0.008 + 0.0008) = 0.232 \quad \text{м}$$

$$d_i = D - 2 \cdot (s + t + \Delta t) = 0.25 - 2 \cdot (0.020 + 0.008 + 0.0008) = 0.192 \quad \text{м}$$

$$F' = \left[\frac{(d_x - d_i)}{2} \right] \cdot d_M = \frac{0.232 - 0.192}{2} \cdot 2 \times 10^{-3} = 4 \times 10^{-5} \quad \text{м}^2$$

$$F_{х.х} = \left[\frac{\pi}{4} \cdot (d_x^2 - d_i^2) \dots \right] = \frac{\pi}{4} \cdot (0.232^2 - 0.192^2) + (-12 \cdot 4 \times 10^{-5}) = 0.013$$

максимальна сила, що стискає, Н;

$$P_{zmax} = p_{зд} \cdot F_{\Pi} = 7.154 \cdot 10^6 \cdot 0.049 = 3.512 \times 10^5$$

$$\text{або в МН } P_{zmax} \cdot 10^{-6} = 0.351$$

напруга стиску, Па;

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{P_{\text{zmax}}}{F_{\text{x.x}}} = \frac{351171.154}{0.013} = 27295600.41$$

або в МПа $\sigma_{\text{ст}} \cdot 10^{-6} = 27.296$

3.2.5 Напруження розриву в перерізі x-x

кутова швидкість, рад/с;

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

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

$$m_{\text{Г.П}} = 0.6m_{\text{П}} = 0.6 \cdot 53 = 31.8$$

максимальна сила, що розриває, Н;

$$P_j = m_{\text{Г.П}} \cdot R \cdot w^2 \cdot (1 + \lambda) = 18614.99506$$

або в МН $P_j \cdot 10^{-6} = 0.019$

напруга розриву, Па;

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{\text{x.x}}} = \frac{1.861 \times 10^4}{0.013} = 1.447 \times 10^6$$

або в МПа $\sigma_p \cdot 10^{-6} = 1.447$

3.2.6 Напруження в верхній кільцевій перетинці:

перерізу, Па;

$$\tau = 0.0314 \cdot p_{\text{зд}} \cdot \frac{D}{h_{\text{П}}} = 0.0314 \cdot 7.154 \cdot 10^6 \cdot \frac{0.25}{0.005} = 1.123 \times 10^7$$

або в МПа $\tau \cdot 10^{-6} = 11.232$

вигину, Па;

$$\sigma_{\text{виг}} = 0.0045 \cdot p_{\text{зд}} \cdot \left(\frac{D}{h_{\Pi}} \right)^2 = 0.0045 \cdot 7.154 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{0.25}{0.005} \right)^2 = 8.048 \times 10^7$$

або в МПа $\sigma_{\text{виг}} \cdot 10^{-6} = 80.482$

складне, Па;

$$\sigma_{\epsilon} = \sqrt{\sigma_{\text{виг}}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(8.048 \times 10^7)^2 + 4 \cdot (1.123 \times 10^7)^2} = 8.356 \times 10^7$$

або в МПа $\sigma_{\epsilon} \cdot 10^{-6} = 83.559$

3.2.7 Питомий тиск поршня на стінку циліндра, Па;

$$q_1 = \frac{N_{\text{max}}}{(h_{\text{ю}} \cdot D)} = \frac{1.621 \times 10^4}{0.163 \cdot 0.25} = 3.99 \times 10^5$$

або в МПа $q_1 \cdot 10^{-6} = 0.399$

$$q_2 = \frac{N_{\text{max}}}{(H \cdot D)} = \frac{1.621 \times 10^4}{0.313 \cdot 0.25} = 2.075 \times 10^5$$

або в МПа $q_2 \cdot 10^{-6} = 0.208$

3.2.8 Гарантована рухливість поршня в циліндрі:

діаметри головки та юбки поршня, м;

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

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

$$\text{де } \Delta_{\Gamma} = 0.006 \cdot D = 0.006 \cdot 0.25 = 1.5 \times 10^{-3}$$

мм - діаметральні зазори

$$\Delta_{\text{ю}} = 0.002 \cdot D = 0.002 \cdot 0.25 = 5 \times 10^{-4}$$

$$D_{\Gamma} = D - \Delta_{\Gamma} = 0.25 - 0.0015 = 0.248 \quad \text{або в мм} \quad D_{\Gamma} \cdot 10^3 = 248.5$$

$$D_{\text{ю}} = D - \Delta_{\text{ю}} = 0.25 - 5 \times 10^{-4} = 0.25 \quad \text{або в мм} \quad D_{\text{ю}} \cdot 10^3 = 249.5$$

діаметральні зазори в гарячому стані, мм;

$$\Delta'_{\Gamma} = D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\Gamma} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\Gamma} - T_0)]$$

$$\Delta'_{\text{ю}} = D \cdot [1 + \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] - D_{\text{ю}} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\text{ю}} - T_0)]$$

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;

$$a_1 = D \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)] = 0.25 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (388 - 293)] = 0.251$$

$$b_1 = D_{\Gamma} \cdot [1 + \alpha_{\text{п}} \cdot (T_{\Gamma} - T_0)] = 0.2485 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (493 - 293)] = 0.25$$

$$\Delta'_{\Gamma} = a_1 - b_1 = 0.251 - 0.25 = 9.291 \times 10^{-4} \quad \text{або в мм} \quad \Delta'_{\Gamma} \cdot 10^3 = 0.929$$

$$a_2 = D \cdot [1 + \alpha_{\Pi} \cdot (T_{\Pi} - T_0)] = 0.25 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (388 - 293)] = 0.251$$

$$b_2 = D_{\text{Ю}} \cdot [1 + \alpha_{\Pi} \cdot (T_{\text{Ю}} - T_0)] = 0.2495 \cdot [1 + 22 \cdot 10^{-6} \cdot (428 - 293)] = 0.25$$

$$\Delta'_{\text{Ю}} = a_2 - b_2 = 0.251 - 0.25 = 2.815 \times 10^{-4} \text{ або в мм } \Delta'_{\text{Ю}} \cdot 10^3 = 0.281$$

3.2.9 Розрахункова сила, що діє на поршневий палець, в Н

$$P = P_{\text{zmax}} - k \cdot P_j$$

де $k = 0.72$ - коефіцієнт що враховує масу поршневого пальця; (0,76 - 0,86)

$$P = P_{\text{zmax}} - k \cdot P_j = 3.512 \times 10^5 - 0.72 \cdot 1.861 \times 10^4 = 3.378 \times 10^5$$

$$\text{або в МН } P \cdot 10^{-6} = 0.338$$

3.2.10 Питомий тиск пальця на втулку поршневої головки шатуна, в Па

$$q_{\text{ш}} = \frac{P}{d_3 \cdot l_{\text{ш}}}$$

де $d_3 = 0.105$ м - зовнішній діаметр поршневого пальця;

$l_{\text{ш}} = 0.046$ м - довжина опорної поверхні поршневого пальця;

$$q_{\text{ш}} = \frac{P}{d_3 \cdot l_{\text{ш}}} = \frac{337768.357}{0.105 \cdot 0.046} = 69931336.928$$

$$\text{або в МПа } q_{\text{ш}} \cdot 10^{-6} = 69.931$$

3.2.10 Питомий тиск плаваючого пальця на бобишки, в Па

$$q_6 = \frac{P}{d_3 \cdot (l_{II} - b)}$$

де $l_{II} = 0.15$ м - загальна довжина поршневого пальця;

$b = 0.080$ м - відстань між торцями бобишок;

$$q_6 = \frac{P}{d_3 \cdot (l_{II} - b)} = \frac{337768.357}{0.105 \cdot (0.15 - 0.08)} = 45954878.553$$

$$\text{або в МПа} \quad q_6 \cdot 10^{-6} = 45.955$$

3.2.11 Напруга згинання пальця за умови розподілу навантаження по довжині, в Па

$$\sigma_{зг} = \frac{P \cdot (l_{II} + 2 \cdot b - 1.5 \cdot l_{III})}{1.2 \cdot (1 - \alpha^4) \cdot d_3^3}$$

$$\text{де} \quad \alpha = \frac{d_B}{d_3} = \frac{0.054}{0.105} = 0.51$$

$$\sigma_{зг} = \frac{P \cdot (l_{II} + 2 \cdot b - 1.5 \cdot l_{III})}{1.2 \cdot (1 - \alpha^4) \cdot d_3^3} = \frac{3.378 \times 10^5 \cdot (0.15 + 2 \cdot 0.08 - 1.5 \cdot 0.046)}{1.2 \cdot (1 - 0.51^4) \cdot 0.105^3} = 6.285 \times 10^7$$

$$\text{або в МПа} \quad \sigma_{зг} \cdot 10^{-6} = 62.851$$

Визначимо напругу згинання пальця за умови розподілу навантаження по довжині, та умови зменшення поперечного перерізу в Па

$$d'_B = 0.044$$

$$\text{де} \quad \alpha' = \frac{d'_B}{d_3} = \frac{0.044}{0.105} = 0.419$$

$$\sigma'_{зг} = \frac{P \cdot (l_{II} + 2 \cdot b - 1.5 \cdot l_{III})}{1.2 \cdot (1 - \alpha'^4) \cdot d_3^3} = \frac{3.378 \times 10^5 \cdot (0.15 + 2 \cdot 0.08 - 1.5 \cdot 0.046)}{1.2 \cdot (1 - 0.419^4) \cdot 0.105^3} = 6.046 \times 10^7$$

$$\text{або в МПа} \quad \sigma'_{зг} \cdot 10^{-6} = 60.463$$

3.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу поршнів дизельних двигунів що використовують різні принципи сумішоутворення. В результаті зробленого аналізу виявлено як переваги так і недоліки штатної конструкції поршня. Враховано особливості роботи та проблеми пов'язані з експлуатацією дизельних двигунів що використовують поршні різного конструктивного виконання. Запропоновано конструктивне рішення поршня з камерою згоряння в поршні. Виконано розрахунок основних параметрів поршня на міцність та визначено геометричні розміри проектного поршня.

					ПННІ НУК 142.44.23.12.ПЗ	Арку
						73
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

4.1 Захист навколишнього середовища.

4.1.1 Забруднення навколишнього середовища, внаслідок експлуатації дизеля.

По характеру впливу компонентів, що містяться у ВГ двигунів на організм людини, вони поділяються на шість груп.

I-а група це речовини, не суттєвого шкідливого впливу на людину і біосферу в цілому: це азот N_2 , кисень O_2 , водень H_2 , водяна пара H_2O , а також вуглекислий газ CO_2 .

II-а група CO – окис вуглецю чи чадний газ.

III-а група представляють окисли азоту, NO_x

IV-а група, це вуглеводні (головним чином з'єднання типу C_nH_m), що є представниками всіх гомологічних рядів серед яких: алкени, алкадієни, циклани, а також ароматичні з'єднання та канцерогени.

V-а група – це альдегіди.

VI-а група – сажа.

4.1.2 Заходи направлені на зниження шкідливого впливу двигуна на навколишнє середовище.

Зниження шкідливого впливу на навколишнє середовище може бути реалізоване головним чином через вплив на процеси, що відбуваються в циліндрі двигуна. Покращення екологічних показників дизеля можна здійснити за рахунок:

- а) регулювання кута випередження подачі палива;
- б) удосконалення та доведення протікання робочого циклу дизеля;
- в) забезпечення роботи системи рециркуляції відпрацьованих газів;
- г) застосування високоякісних палив та присадок до них;
- д) забезпечити на дизелі нейтралізацію відпрацьованих газів;

4.1.3 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 400$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.209$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 2.0$ - коефіцієнт надлишку повітря;

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

Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.209 \cdot 400 \cdot 2 \cdot 14.45 = 2416.04$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{2416.04}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{2 \cdot 14.45} \right) = 0.694$$

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.694}{0.35} = 1.986$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

Питомий викид чадного газу на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год),

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.дд} = 0.209 \cdot 22.6 = 4.723$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{4.723 \cdot 400}{3600} = 0.525$$

Питомий викид окислів азоту, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.дд} = 0.209 \cdot 40.9 = 8.548$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{8.548 \cdot 400}{3600} = 0.95$$

Питомий викид вугдеводнів, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.дд} = 0.209 \cdot 10.5 = 2.195$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{2.195 \cdot 400}{3.6 \times 10^3} = 0.244$$

Питомий викид двоокису сірки, на номінальному режимі роботи,
в г/(кВт год)

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.дд} = 0.209 \cdot 5.6 = 1.17$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.17 \cdot 400}{3.6 \times 10^3} = 0.13$$

Питомий викид сажі, на номінальному режимі роботи, в г/(кВт год)

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.дд} = 0.209 \cdot 7.6 = 1.588$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.588 \cdot 400}{3.6 \times 10^3} = 0.176$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.525 \\ 0.95 \\ 0.244 \\ 0.13 \\ 0.176 \end{pmatrix} = 2.025$$

Масові долі токсичних компонентів у відпрацьованих газах, в долях та %
- чадного газу

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{0.525}{2.025} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{0.95}{2.025} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.244}{2.025} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.176}{2.025} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.13}{2.025} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

Перевірка зведеного балансу токсичних компонентів у %

$$\Sigma m_{T.K} = \sum \begin{pmatrix} \delta m_{CO} \\ \delta m_{NOx} \\ \delta m_{CH} \\ \delta m_C \\ \delta m_{SO2} \end{pmatrix} \cdot 100 = \sum \begin{pmatrix} 0.259 \\ 0.469 \\ 0.12 \\ 0.087 \\ 0.064 \end{pmatrix} \cdot 100 = 100$$

4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля.

4.2.1 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал при обслуговуванні дизеля.

При роботі ДВЗ, систем і механізмів, що обслуговують дизель, виникає ряд виробничих факторів небезпечних для життя і здоров'я людей. Серед них:

1) Пари палива та мастила.

Пари палива й олії проникають в організм людини, подразнююче діють і можуть призвести до виникнення хронічних захворювань дихальних шляхів.

2) Пожежна безпека.

Причиною пожеж є: несправні електроприлади, самозаймання промасленого дрантя, несправність запірної арматури, знос і корозія елементів паливної апаратури, застосування відкритого вогню, недотримання норм пожежної безпеки при роботі з легко займистими речовинами. Крім того висока температура відкритих частин двигуна здатна заподіяти людині шкоду, у вигляді опіків.

3) Електробезпека.

Основну небезпеку для людини при роботі з силовими установками є наявність електричного струму, що живить основне або допоміжне обладнання та устаткування.

4) Якість освітлення.

Велику роль у виробничому процесі грає система освітлення. Система освітлення призначена для забезпечення ефективного освітлення робочого місця.

5) Ефективність системи вентиляції.

Як результат порушення герметичності з'єднань деталей двигуна, в приміщенні моторного відділення можуть з'являтися токсичні сполуки.

6) Шум та вібрація.

Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливаючи на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утом слухового апарату.

Вібрація виникає через динамічну невідновленість мас двигуна та викликає спазми судин і погіршує кровообіг.

					ПННІ НУК 142.44.23.12.ПЗ	Арку
						78
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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 4.3 - 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

$P_e = 400 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектового двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(500 + 400^{0.55}) = 27.218$$

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

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 27.218 + 0 = 81.218$$

4.2.3 Розрахунок рівня вібрації проектового 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 4.4 - 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 $m = 12500$ кг - маса проектованого двигуна;

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

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 500 \cdot 400^{0.55} \cdot \frac{1 + 400}{1.25 \times 10^4} = 432.85$$

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

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H}\right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{500}\right)^3 \cdot \frac{1.25 \times 10^4}{400} = 1$$

$$L_V = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{a}{c} + b\right) = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{432.85}{1} + 0\right) = 70.363$$

4.3 Висновки по розділу

Робота дизеля наносить напоправної шкоди оточуючому середовищу. Одним з таких негативних чинників шкідливого впливу є наявність у відпрацьованих газах дизеля токсичних компонентів, а відповідно є необхідність у проведенні заходів щодо їх знешкодження.

Розрахунок кількості викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів дизеля показав, що наявні токсичні компоненти присутні у значній кількості є небезпечними для здоров'я працюючих з дизелем людей та навколишнього довкілля.

Розрахунок параметрів шумності та вібрації для проектованого двигуна показав, що зазначені параметри не виходять за допустимі межі. Але навіть попри це необхідно перебаити заходи щодо зниження шуму та вібрації проектованого двигуна.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо покращення ефективних показників стаціонарної електростанції, потужністю 400 кВт, спроектованої на базі двигуна-прототипу 6ЧН 25/34, за рахунок вдосконалення конструкції поршня.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

В першому розділі описано об'єкт застосування проектного двигуна, яким є стаціонарна дизель-генераторна електростанція на базі 6ЧН 25/34. Було вивчено будову двигуна прототипу, та розглянуто принципи функціонування його систем та механізмів.

В другому розділі було визначено параметри робочого циклу проектного двигуна на основі яких побудовано індикаторну діаграму. Розраховано значення сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі та величин складових зовнішнього теплового балансу. Аналіз результатів проектного двигуна та двигуна-прототипу, показав правильність прийнятих рішень.

В третьому розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу поршнів дизельних двигунів що використовують різні принципи сумішоутворення. В результаті зробленого аналізу виявлено як переваги так і недоліки штатної конструкції поршня. Враховано особливості роботи та проблеми пов'язані з експлуатацією дизельних двигунів що використовують поршні різного конструктивного виконання. Запропоновано конструктивне рішення поршня з камерою згоряння в поршні. Виконано розрахунок основних параметрів поршня на міцність та визначено геометричні розміри проектного поршня

В четвертому розділі було проаналізовано фактори щодо впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначено кількісні показники токсичних компонентів. Розраховано рівні шуму та вібрації для проектного двигуна та запропоновано заходи щодо їх зниження.

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 14.2.44.23.12.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		81

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. Shvets I. Results of the Experimental Research of the Medium Speed Diesel Engine Work on Soybean Oil / I. Shvets , O. Hrabovenko , S. Dotsenko , V. Nesterenko // Transport Means 2020 : Proceedings of 24th International Scientific Conference, September 30 - October 02 , 2020, Kaunas, Lithuania, 2020 – p. 671-675.
3. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.
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. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997.
7. Система стандартів безпеки праці