

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 дизель-генераторної установки,
потужністю 40 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.
Прототип 8Ч 9,5/10

Виконав: студент групи 44-ЕМ-21

(підпис) **Клінішков Б.Ю.**

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.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Клінишкову Богдану Юрійовичу.

1. Тема роботи: «Покращення ефективних показників дизель-генераторної установки, потужністю 40 кВт, за рахунок вдосконалення системи подачі палива. Прототип 8Ч 9,5/10»

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 16.02.23 за № 9.

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

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 8Ч 9,5/10, номінальною потужністю 30 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 системи подачі палива.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення електростанції (ГК), 2. Двигун 8Ч 9,5/10 (СК)

3. Схема паливної системи (ПС), 4. Елементи паливної апаратури (СК)

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «16» лютого 2023 р.

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	24.03.2023	
4.	Розробка вдосконаленої паливної системи	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 схеми паливної апаратури	10.05.2023	
9.	Робота з складальними кресленнями елементів паливної апаратури.	12.05.2023	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	16.05.2023	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	17.05.2023	

Студент _____ Клінішков Б.Ю.

(підпис)

Керівник роботи _____ Швець І.А.

(підпис)

Анотація

В даній кваліфікаційній роботі, у відповідності із поставленим завданням представлено конструкторське рішення щодо покращення ефективних показників дизель-генераторної установки, потужністю 40 кВт, спроектованої на базі двигуна-прототипу 8Ч 9,5/10, за рахунок вдосконалення за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

Описано об'єкт встановлення двигуна, яким являється дизель-генераторна установка призначена для забезпечення споживача електричним струмом. 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 моменти що діють в кривошипно-шатунному механізмі двигуна та складових зовнішнього теплового балансу.

Описано будову штатної системи подачі палива, та розглянуто її переваги та недоліки. Виявлено особливості роботи паливної системи та її елементів на різних режимах роботи. Запропоновано нову систему подачі палива з відсічкою та електронним керуванням. Виконано розрахунок основних елементів системи та визначено її основні витратні характеристики.

Розглянуто та описано проблеми щодо шкідливого впливу спроектованого двигуна на навколишнє середовище під час роботи. Розраховано кількісні значення викидів токсичних компонентів проектованого двигуна. Проаналізовано можливі небезпеки що можуть виникати під час ремонту та експлуатації двигуна, та запропоновано заходи щодо їх знешкодження. Визначено рівні шуму та вібрації проектованого двигуна.

Ключові слова: дизель-генератор, двигун, робочий цикл, паливна система, подача, вібрація, шум.

Annotation

In this qualification work, in accordance with the assigned task, a design solution is presented to improve the performance of a 40 kW diesel generator set designed on the basis of the 8Ch 9.5/10 prototype engine by improving the fuel supply system.

The object of the engine installation, which is a diesel generator set designed to provide the consumer with electric power, 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 standard fuel supply system is described, and its advantages and disadvantages are considered. The peculiarities of the fuel system and its elements in different operating modes are revealed. A new fuel supply system with cut-off and electronic control is proposed. The main elements of the system are calculated and its main consumption characteristics are determined.

The problems concerning the harmful impact of the designed engine on the environment during operation are considered and described. The quantitative values of emissions of toxic components of the designed engine are calculated. The possible hazards that may arise during the repair and operation of the engine are analysed, and measures to neutralise them are proposed. The noise and vibration levels of the designed engine are determined.

Keywords: diesel generator, engine, operating cycle, fuel system, supply, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.....	6
1.1. Опис об'єкту встановлення двигуна та обґрунтування вибору генератору	6
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу.....	11
1.3 Висновки по розділу	15
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	16
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна.....	16
2.2. Побудова індикаторної діаграми.....	22
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ.....	33
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу.....	41
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	47
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА.....	49
3.1. Будова та робота штатної паливної системи.....	49
3.2. Розрахунок параметрів паливної системи пуску.....	60
3.3. Висновки по розділу	67
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ.....	68
4.1. Захист навколишнього середовища.....	68
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	72
4.3 Висновок по розділу	74

					<i>ПННІ НУК 142.44.23.05.ПЗ</i>		
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ док-м.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розробив</i>	<i>Клінишков Б</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..... 75

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ..... 76

ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікація двигун 8Ч 9,5/10

Додаток 2 Специфікація форсунка

Додаток 3 Специфікація клапан

					ПННІ НУК 142.44.23.05.ПЗ	Аркуш
						3
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Найважливішим напрямом підвищення ефективності силової установки є покращення техніко-економічних показників двигуна. Найефективніше це завдання може вирішуватися шляхом удосконалення конструкції, ремонту або технічного обслуговування системи подачі палива.

Пояснюється це тим, що якість роботи паливної апаратури значною мірою визначає робочий процес дизеля і, як наслідок, його техніко-економічні та екологічні показники.

Експлуатаційні показники паливної апаратури визначаються стабільністю її конструктивно-регулювальних параметрів і параметрів процесу паливоподачі, зокрема, рівномірністю циклової подачі та кута випередження впорскування, ідентичністю тривалості впорскування та закону подачі, характеристик тисків впорскування тощо.

На ефективність роботи паливної апаратури впливають різні експлуатаційні чинники: характер і тривалість навантаження, умови роботи двигуна, експлуатаційні показники палива, частота та якість технічного обслуговування та ремонту, наявність технічних засобів що забезпечують ефективну експлуатацію двигуна, а також якість виконання правил експлуатації та обслуговування машин.

У підсумку це все позначається на зниженні ефективності роботи паливної апаратури що призводить до погіршенні якості роботи паливної апаратури в цілому. Тому виникає необхідність у розробці комплексу заходів направлених на як на вдосконалення окремих елементів паливної апаратури так і на покращення її ефективності в цілому.

У зв'язку з цим **актуальним завданням** стає підвищення ефективності роботи двигуна за рахунок вдосконалення принципів роботи та подачі палива паливною апаратурою дизеля. Розв'язання цієї проблеми пов'язане насамперед із розробленням нових та вдосконаленням наявних методів подачі палива з подальшим застосуванням електронного керування процесу подачі.

					ПННІ НУК 142.44.23.05.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Мета роботи: полягає у вирішенні завдання щодо покращення ефективних показників дизель-генераторної установки, потужністю 40 кВт, спроектованої на базі двигуна-прототипу 8Ч 9,5/10, за рахунок вдосконалення за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

Завдання які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати будову та призначення установки;
- ознайомитись з будовою двигуна прототипу, 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;
- розглянути принцип роботи штатної системи подачі палива та проаналізувати особливості характеру процесу паливоподачі щоб визначити його переваги та недоліки, і на основі цього надати рекомендації щодо 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 зменшення їх шкідливого впливу;
- представити запропоновані технічні рішення в графічній частині записки та на слайдах.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси що відбуваються в паливній апаратурі дизельного двигуна під час роботи, та визначення їх впливу на ефективність роботи двигуна.

Предметом розгляду в даній роботі вирішення проблем щодо покращення процесів подачі палива за рахунок вдосконаленням конструкції елементів паливної апаратури.

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

					ПННІ НУК 142.44.23.05.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

1.1 Опис об'єкту встановлення двигуна та обґрунтування вибору генератору.

1.1.1 Опис дизель-генераторної установки.

Дизель-генератори з дизелями ряду Ч 9,5/10 номінальною потужністю 8, 16 та 30 кВт, випускаються для встановлення в мобільні або стаціонарні електроагрегати та електростанції в 10-12 модифікаціях кожен, причому в їх назві перші дві літери означають потужність, а інші дві – номер модифікації.

Дизель-генератори комплектуються вбудованими маховичними генераторами виробництва Рижського дизелебудівного заводу. Тиристорна система регулювання підтримує напругу генератора з високою точністю при зміні навантаження в широких межах.

В залежності від виконання дизель-генератори можуть бути обладнані електричним або паливним підігрівачем, вони можуть встановлюватись на рамі або поставлятись без неї. Конструкція дизель-генератора забезпечує їх довгу та надійну роботу в діапазоні температур від -50 до + 55°C.

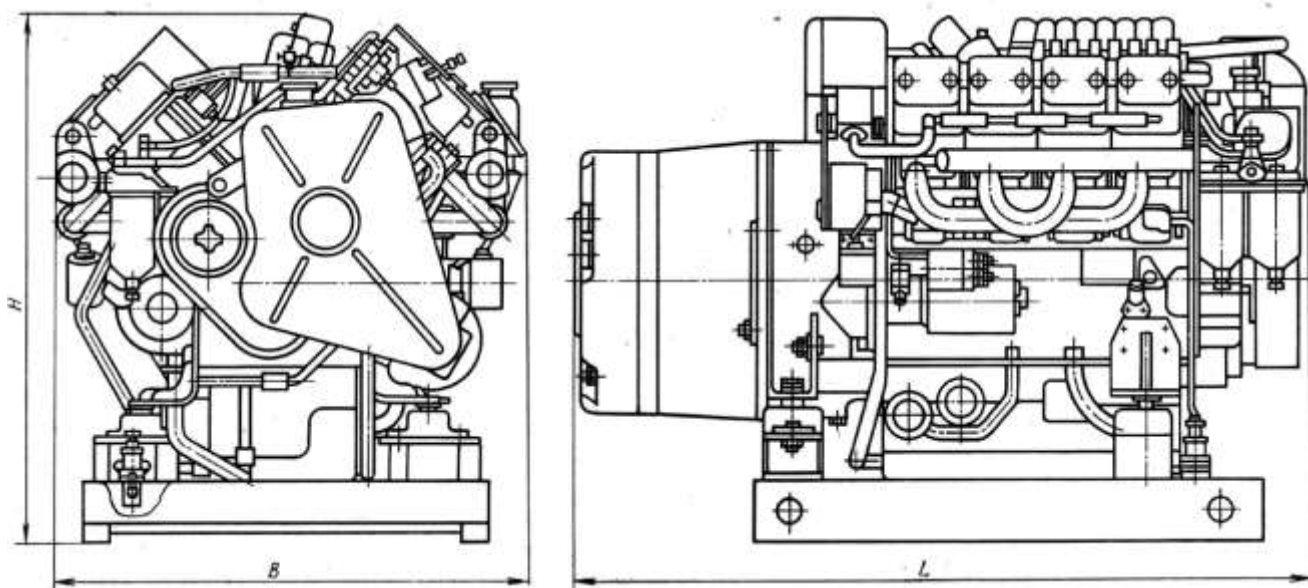


Рис. 1.1 – Дизель-генераторна установка на базі 8Ч 9,5/10

					ПННІ НУК 142.44.23.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		6

Технічні характеристики дизель-генераторів ряду Ч 9,5/10 представлені нижче в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Технічні характеристики дизель-генераторів ряду Ч 9,5/10

Показники	Значення		
Позначення (марка) дизеля генератора	2Ч 9,5/10 Г05, Г40	4Ч 9,5/10 Г05-1000, Г40-1000	8Ч 9,5/10 Г05, Г40
Потужність дизель-генератора номінальна, кВт	8	16	30
Частота обертання, об/хв	1500	1500	1500
Середній ефективний тиск, бар	6,7	6,7	6,7
Середня швидкість поршня, м/с	5,0	5,0	5,0
Питома витрата, г/(кВт год) палива на номінальній потужності масла на угар	325 3,5	310 3,5	300 3,25
Назначений ресурс, тис. год до переборки дизеля до капітального ремонту	8 16	8 16	8 16
Род струму	Змінний трифазний		
Напруга, В	230 або 400		
Частота струму, Гц	50 або 400		
Ступінь автоматизації по ГОСТ 142228-80	1 або 3		
Маса (сухого) кг	465, 525	685, 760	815, 850, 935
Габаритні розміри, мм довжина ширина висота	990, 1110 670 940, 1000	1440, 1520 670, 730 960, 1000	1510, 1720 870 920, 1020
Паливо	Дизпаливо Л-0,2-40 ГОСТ 305-82		
Масило	М-10 Г ₂ ГОСТ 8581-78		

Примітка: Потужності та витрати палива вказані при наступних умовах:

- температура повітря +45°C;
- атмосферний тиск 89,9 кПа;
- висота над рівнем моря 1000 м;
- відносна вологість 98%;
- розрідження на впуску 3,9 кПа;
- протитиск на випуску 4,9 кПа.

					ПННІ НУК 142.44.23.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		7

Безпосередньо багатопаливні дизелі типу 8Ч 9,5/10 призначені для приводу генератора змінного струму, потужністю 30 кВт.

Дизель-генератори потужністю 30 кВт являють собою уніфіковані автоматизовані агрегати змінного трифазного струму, частотою 50 і 400 Гц, напругою 230 і 400 В, із саморегулюванням напруги.

В електростанції АД-30-Т/400 застосовується багатопаливний дизельний двигун 8 Ч 9,5/10.

Таблиця 1.2 – Технічні характеристики двигуна 8Ч 9,5/10

№	Найменування	Значення
1	Марка двигуна	8 Ч 9,5/10
2	Агрегат, в якому він застосовується	АД-30-Т/400
3	Тип двигуна	Дизельний, V-подібний
4	Кількість тактів	Чотиритактний
5	Число циліндрів	8
6	Діаметр циліндра, см	9,5
7	Хід поршня, см	10,0
8	Номінальна потужність, к.с.(кВт)	40,7(30)
9	Номінальна частота обертання, об/хв	1500
10	Ступінь стиску	17,0
11	Система запалювання	Відсутня
12	Система охолодження	Рідинна примусова, циркуляційна, насос на блоці
13	Система змащування	Мокрий картер, примусова, циркуляційна
14	Масляний насос	Шестерінчастий з центрифугою
15	Очищення масла	Центрифугою та фільтром тонкого очищення з двома фільтруючими елементами
16	Масляний насос	М-10В2, М-14В2, МТ-16П
17	Система живлення	ПНВТ, 2 паливopідкачувальних насоса
18	Марка палива	Дизпаливо для швидкохідних дизелів
19	Система пуску	Стартерна (стартер СТ-221В1)
20	Впускна система	Повітряний фільтр
21	Суха маса, кг	800
22	Витрата (палива./масла), г/(кВт·ч)	295/3,35
23	Розміри, мм	1090x870x920

1.1.2 Обґрунтування вибору генератору для двигун-генераторної установки

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

$P_e = 40$ кВт - номінальна ефективна потужність двигуна;

$U_H = 380$ В - номінальна лінійна напруга;

$n_H = 1500$ 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 $\eta_{\Pi} = (0,96...0,99)$

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 40 \cdot 0.985 = 39.4$$

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.

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi} = \frac{39.400}{0.850} = 46.353$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{H.\phi} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{46.353 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 70.426$$

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] $k_{ерс} = (1,05...1,1)$

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 46.353 \cdot 1.080 = 50.061$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{50.061 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 76.06$$

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 $k_H = (1,05...1,15)$

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 50.061 \cdot 1.1 = 55.067$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{55.067 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 83.666$$

Число пар полюсів генератора

$$p = \frac{60 \cdot f}{n_H} = \frac{60 \cdot 50}{1500} = 2$$

Таким чином, на основі отриманих результатів обираємо генератор моделі Г 40-500, на базі якого буде створено нову дизель-генераторну установку моделі АД 40-Т-400.

1.2 Опис конструкції двигуна – прототипу

Двигун 8Ч 9,5/10 - чотиритактний, багатопаливний, вихрокамерний, застосовується для приводу механічних генераторів і маховика не має. Деталі та вузли двигуна уніфіковані. Двигун може працювати на дизельному паливі, автомобільному бензині, тракторному гасі, паливі для реактивних двигунів Т-1, Т-2, ТС-1 і суміші перерахованих вище палив у будь-яких пропорціях.

Картер двигуна являє собою суцільнолиту конструкцію тунельного типу, на якій встановлено блок циліндрів. На задньому торці картера болтами кріпиться кожух маховика. У голівці циліндрів є вихрові камери у формі кулі для поліпшення сумішоутворення.

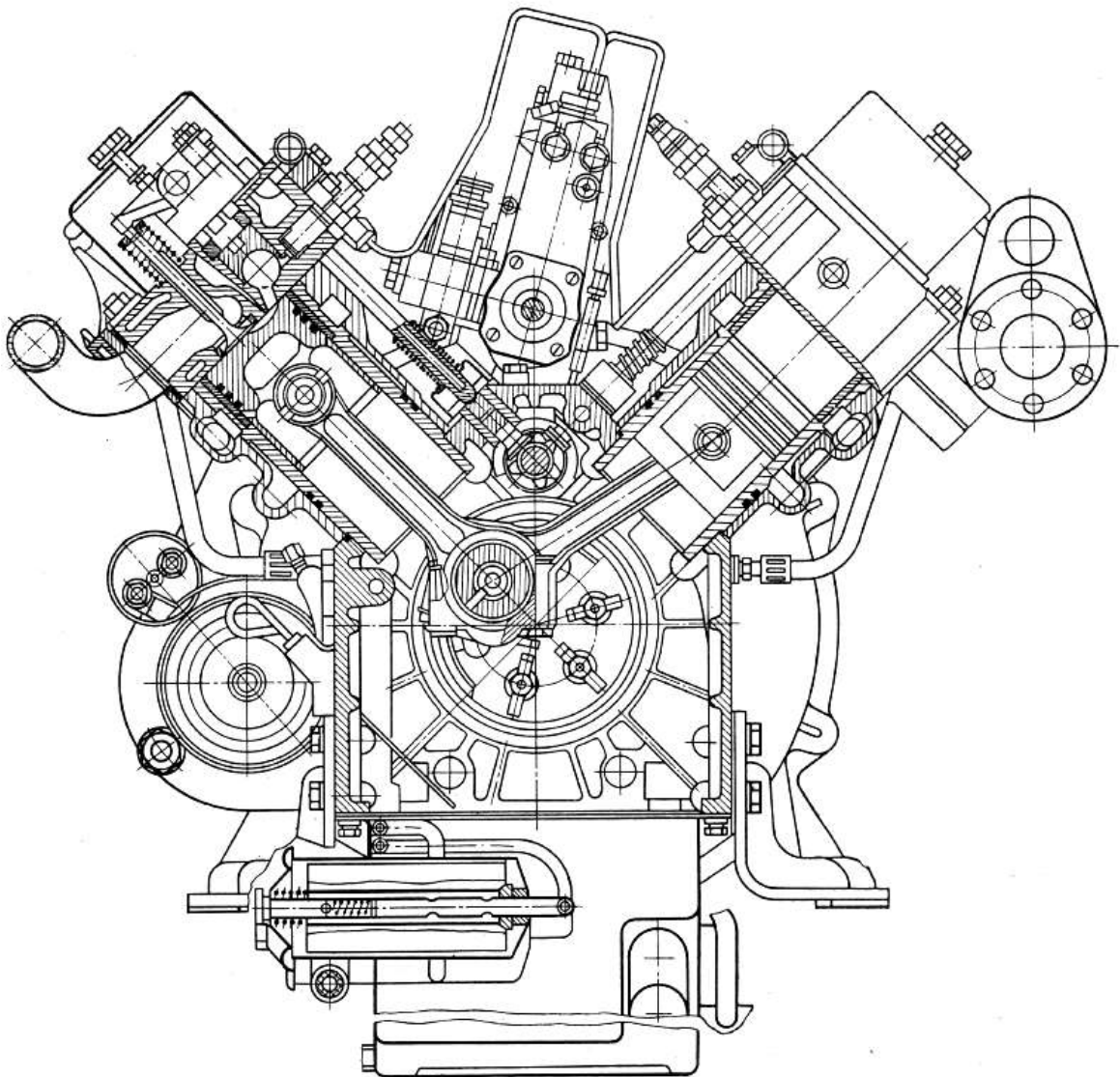


Рис. 1.2 – Поперечний розріз 8Ч 9,5/10

До нижньої площини картера кріпиться піддон, який розділений на дві порожнини: верхню або масляну, що служить резервуаром системи змащення, і нижню або водяну, по якій циркулює охолоджувальна рідина.

Така конструкція забезпечує додаткове охолодження оливи під час роботи та підігрів оливи й охолоджувальної рідини перед пуском із використанням підігрівача.

Охолодження здійснюється закритою водоповітряною системою з примусовою циркуляцією. Відцентровий водяний насос подає рідину у водяну порожнину піддона. З піддону по трубі рідина надходить у блок і головку циліндра, а звідти до термометра, який за температури охолоджувальної рідини повністю відкритий і спрямовує рідину до насоса через радіатор. За температури рідини до термостат повністю закритий і рідина в радіатор не надходить. Відведення тепла від вентилятора здійснюється чотири лопатевим вентилятором, який кріпиться до носка колінчастого валу через антивібратор і проставку.

Змащення забезпечується комбінованою системою з мокрим картером. Масло з піддону через фільтр-приймач засмоктується шестерним насосом, який виконаний в єдиному вузлі з механічною центрифугою. Насос під тиском спрямовує частину оливи через фільтр тонкого очищення, що складається з двох склянок із фільтрувальними елементами, встановленим у картері, до розподільного валу і валика паливного насоса.

Паралельно цій магістралі увімкнено редукційний клапан, що підтримує тиск 0,3 МПа. Інша частина масла з насоса надходить для очищення в механічну центрифугу. Очищене масло надходить для змащення колінчастого валу. Паралельно магістралі під'єднано редукційний клапан, який, відкриваючись за 0,45...0,5 МПа, зливає частину масла в піддон. Масло, що витікає з шатунних підшипників, розбризкується колінчастим валом, утворюючи масляний туман, тим самим забезпечується змащування деталей розбризкуванням.

Система живлення паливом має паливний насос високого тиску, на корпусі якого встановлено механічний поршневий і ручний паливопідкачувальні насоси. Тиск, створюваний паливопідкачувальним насосом, обмежується перепускним

					ПННІ НУК 142.44.23.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		12

клапаном, відрегульованим на 0,2....0,25 МПа, встановленим у відсічній порожнині насоса високого тиску. Від насоса високого тиску паливо надходить до форсунок закритого типу, які за тиску 14,5 МПа впорскують паливо у вихрову камеру.

Для видалення парів і повітря з паливної системи передбачена постійна циркуляція палива. Для цієї мети в ніпелях, встановлених у кришці паливного фільтра і в корпусі насоса високого тиску, є жиклери, пов'язані трубопроводом із паливним баком. Ручний паливопідкачувальний насос забезпечує видалення повітря і заповнення системи паливом перед пуском двигуна. Крім того, в системі є паливопідкачувальний шестерний насос з електроприводом, який забезпечує подачу палива під тиском 0,1 МПа до механічного паливопідкачувального насоса і далі в систему, під час роботи двигуна на легких сортах палива.

Повітря в циліндри надходить по всмоктувальному колектору і очищається комбінованим повітряним фільтром, що має вісім циклонів і касету з капроною набивкою. З пилозбірника пил відсмоктується ежектором, встановленим у випускному колекторі. У всмоктувальному колекторі встановлено повітряну заслінку для екстреної зупинки двигуна.

Пуск двигуна здійснюється стартером СТ-221. Для полегшення пуску за низьких температур двигун оснащений паливним підігрівачем, а у всмоктувальному колекторі встановлено електричні підігрівальні елементи у вигляді спіралі.

Стабілізація частоти обертання здійснюється відцентровим однорежимним регулятором прямої дії.

Підготовка до пуску дизеля охоплює зовнішній огляд з метою виявлення видимих пошкоджень на деталях і трубопроводах, реле і навісних агрегатах.

Перевіряється відсутність підтікання палива, мастила та охолоджувальної рідини, надійність контактних з'єднань, кріплення дизеля до амортизаторів, перевіряють відсутність навантаження, наявність необхідної кількості палива, мастила, охолоджувальної рідини.

					ПННІ НУК 142.44.23.05.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Пуск дизеля за температури навколишнього середовища нижче проводиться після попереднього прогрівання. Прогрів двигуна проводиться за номінальної частоти обертання до температури масла 35°C . Робота дизеля без навантаження понад 0,5 год. не допускається, тому що може призвести до осмолення газовихлопного тракту.

Спостереження за дизелем під час роботи здійснюється періодично персоналом, який за контрольно-вимірювальними приладами контролює параметри, що мають у нормальному режимі такі значення:

- температура масла - 75...110°C ;
- температура охолоджувальної рідини - 80...95 °C; допускається перевищення температури охолоджувальної рідини до і оливи до 120 за температури навколишнього повітря понад 40 і навантаження 110% від номінального.

- частота обертання колінчастого валу - 1500 об/хв. Межі зміни частоти 900...1630 об/хв;

- не допускається перевантажувати дизель більш ніж на 10% від номінальної потужності. Час роботи із зазначеним перевантаженням не повинен перевищувати 1 годину. Повторні перевантаження допускаються з інтервалом не менше 6 годин. Сумарний час роботи з перевантаженням не повинен перевищувати 10% від загальної тривалості роботи;

- у разі появи незвичайних різких стукотів у циліндрі або в районі картера дизеля, посиленої вібрації, ослаблення кріплення навісних агрегатів, протікання пального та охолоджувальної рідини в місцях з'єднання трубопроводів, місцевих перегріваннях навісних агрегатів дизель має бути зупинений.

Зупинка дизеля проводиться в такій послідовності:

- знімають навантаження;
- зі зниженням температури охолоджувальної рідини до 60...70 вмикають ПНВТ поворотом рукоятки вимикача проти годинникової стрілки до відмови;
- закривають кран витратного паливного бака.

					ПННІ НУК 142.44.23.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		14

1.3 Висновки по розділу.

В даному розділі, вивчено та розглянуто призначення та будову об'єкту встановлення проектного двигуна, яким дизель-генераторна електростанція на базі 8Ч 9,5/10. Описано особливості будови та експлуатації даного електричного агрегату під час роботи.

Окремо розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принципи функціонування та призначення його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено можливості двигуна-прототипу щодо отримання підвищення вихідних показників двигуна, без зниження показників надійності та довговічності.

					ПННІ НУК 142.44.23.05.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 40$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 1500$
Ступінь стиску,	$\varepsilon = 17$
Число циліндрів	$i = 8$
Тактність двигуна	$\tau = 4$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 2.0$
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	$\Delta T = 15$
Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа	$p_r = 115$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$T_r = 710$
Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо згідно [1, ст. 9]	$\lambda = 1.6$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi_Z = 0.8$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi = 0.95$
Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015	

2.1.3 Параметри процесу газообміну

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_a$$

де $k = 0.94$ - коефіцієнт ефективності системи впуску (0,9...0,95)

$$p_d = k \cdot p_a = 0.94 \cdot 101.3 = 95.222$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 15}{710} \cdot \frac{115}{17 \cdot 95.222 - 115} = 0.033$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 15 + 0.03 \cdot 710}{1 + 0.03} = 320.91$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_a} \cdot \frac{T_a}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{17}{17 - 1} \cdot \frac{95.222}{101.3} \cdot \frac{293}{320.908 \cdot (1 + 0.033)} = 0.883$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\Phi_c = (0,75...0,95)$, згідно [1, ст. 12].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$\rho_a = \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a}$$

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

$$\rho_a = \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 1.205$$

2.1.4 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.373$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 95.222 \cdot 17^{1.373} = 4657.401$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_c = (3000...6000)$ кПа, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 320.91 \cdot 17^{1.37-1} = 923.29$$

Для дизельних двигунів без наддуву $T_c = (800...950)$ К, згідно [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 923.29 = 22.316$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

Елементарний склад рідкого палива:

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

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

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

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 $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2} = 0.072 + 0.065 + 0.104 + 0.781 = 1.022$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

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

Для дизельних двигунів без наддуву $\beta_0 = (1,034...1,040)$, згідно [1, ст. 17].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.033 + 0.033}{1.000 + 0.033} = 1.032$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

$$mCv'' = 1/M_2 \cdot [M_{O_2} \cdot (mCv''_{O_2}) + M_{N_2} \cdot (mCv''_{N_2}) + M_{CO_2} \cdot (mCv''_{CO_2}) + \dots + M_{H_2O} \cdot (mCv''_{H_2O})]; \text{ кДж/ (кмоль К)}$$

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

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:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

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

$$b' = b = 0.00178$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.6 \cdot 4657.401 = 7451.842$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{\max} = (5000 \dots 12000)$ кПа, [1, ст. 16].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

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

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00178 \cdot 1.03211 = 0.00184$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.49 \cdot 1.032 = 32.501$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{\text{н.р}}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.8 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.989 \cdot (1 + 0.033)} = 3.323 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.316 + 8.314 \cdot 1.6) \cdot 923.29 = 3.289 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 33230.496 + 32885.771 = 66116.267$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.501^2 + 4 \cdot 1.841 \times 10^{-3} \cdot 6.612 \times 10^4 = 1.543 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.501 + \sqrt{1543.182}}{2 \cdot 0.002} = 1842.079$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.032 \cdot 1.842 \times 10^3}{1.6 \cdot 923.29} = 1.287$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17}{1.287} = 13.209$$

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

$$n_2 = 1.230$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{7451.842}{13.209^{1.23}} = 311.595$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_b = (300 \dots 900)$ кПа, згідно [1, ст. 18].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1842.079}{13.209^{1.23-1}} = 1017.437$$

Для дизельних двигунів без наддуву $T_b = (1000 \dots 1200)$ К, згідно [1, ст. 18].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1017.437}{\sqrt[3]{\frac{311.595}{115}}} = 729.811$$

$$\text{Перевірка} \quad \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|710 - 729.811|}{710} \cdot 100 = 2.79 \quad \%$$

Отримане в результаті перевірки значення не перевищує допустиме значення похибки $\Delta < 5\%$

2.1.7 Індикаторні показники робочого циклу

Середній теоретичний індикаторний тиск, в кПа

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.6 \cdot (1.287 - 1) = 0.459$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.6 \cdot 1.287}{1.23 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{13.209^{1.23 - 1}} \right) = 4.008$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.373 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{17^{1.373 - 1}} \right) = 1.749$$

$$p_{mi'} = \frac{P_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{4657.401}{17 - 1} \cdot [0.459 + (4.008 - 1.749)] = 791.183$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.95 \cdot 791.183 = 751.624$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{mi} = (650 \dots 850)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_a} = \frac{2 \cdot 14.317 \cdot 751.624}{0.883 \cdot 42447.806 \cdot 1.205} = 0.477$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_i = (0,415 \dots 0,555)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.477 \cdot 42447.806} = 0.178$$

Для дизельних двигунів без наддуву $b_i = (0,155 \dots 0,205) \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.8 Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср})$$

де $a_M = 103$; $b_M = 15.0$ - емпіричні коефіцієнти;

$s_{пр} = 0.10$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} - \text{середня швидкість поршня, в м/с} \quad V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.1 \cdot 1500}{30} = 5$$

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср}) = 103 + 15 \cdot 5 = 178$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 751.624 - 178 = 573.624$$

Для дизельних двигунів без наддуву $p_{me} = (550...850)$ кПа, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{573.624}{751.624} = 0.763$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_M = (0,70...0,82)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.477 \cdot 0.763 = 0.364$$

Для дизельних двигунів без наддуву $\eta_e = (0,345...0,41)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.364 \cdot 42447.806} = 0.233$$

Для дизельних двигунів без наддуву $b_e = (0,200...0,255)$ $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, згідно [1, ст. 20]. Отримане значення входить в заданий діапазон.

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.233 \cdot 40 = 9.321$$

2.1.9 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{40 \cdot 10^3}{573.624 \cdot 1500} = 5.579$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

де $d_{пр} = 0.095$ м - діаметр циліндру по прототипу

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.10}{0.095} = 1.053 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{st}}{\pi \cdot m \cdot i}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 5.579}{\pi \cdot 1.053 \cdot 8}} = 94.483$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.053 \cdot 94.483 = 99.456$$

На основі розрахованих значень приймаємо наступні розміри циліндру:

$$\text{Діаметр циліндру } d' = 95 \text{ мм або в м } d = d' \cdot 10^{-3} = 95 \cdot 10^{-3} = 0.095$$

$$\text{Хід поршня } s' = 100 \text{ мм або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 100 \cdot 10^{-3} = 0.1$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.095^2 \cdot 0.1 \cdot 8}{4} \cdot 10^3 = 5.671$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{573.624 \cdot 5.671 \cdot 1500}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 40.66$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{2 \cdot |P_{ep} - P_e|}{P_{ep} + P_e} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |40.66 - 40|}{40.66 + 40} \cdot 100 = 1.636 \quad \%,$$

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

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.095^2}{4} \cdot 0.1 = 7.088 \times 10^{-4}$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{7.088 \times 10^{-4}}{17 - 1} = 4.43 \times 10^{-5}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 7.088 \times 10^{-4} + 4.43 \times 10^{-5} = 7.531 \times 10^{-4}$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 4.43 \times 10^{-5} \cdot 1.287 = 5.702 \times 10^{-5}$$

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

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

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

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

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

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

на ділянці впуску:

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

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

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

$$p(\varphi) = p_d^* \left(\frac{V_a}{V(\varphi)} \right)^{n1}$$

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 м³; p - тиск робочого тіла в кПа,
в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00004$	$p(0) = 95.222$	$V(180) = 0.00075$	$p(180) = 95.222$
$V(10) = 0.00005$	$p(10) = 95.222$	$V(190) = 0.00075$	$p(190) = 95.924$
$V(20) = 0.00007$	$p(20) = 95.222$	$V(200) = 0.00074$	$p(200) = 98.084$
$V(30) = 0.0001$	$p(30) = 95.222$	$V(210) = 0.00072$	$p(210) = 101.874$
$V(40) = 0.00015$	$p(40) = 95.222$	$V(220) = 0.00069$	$p(220) = 107.607$
$V(50) = 0.0002$	$p(50) = 95.222$	$V(230) = 0.00065$	$p(230) = 115.789$
$V(60) = 0.00026$	$p(60) = 95.222$	$V(240) = 0.00061$	$p(240) = 127.196$
$V(70) = 0.00032$	$p(70) = 95.222$	$V(250) = 0.00056$	$p(250) = 143.03$
$V(80) = 0.00038$	$p(80) = 95.222$	$V(260) = 0.0005$	$p(260) = 165.173$
$V(90) = 0.00044$	$p(90) = 95.222$	$V(270) = 0.00044$	$p(270) = 196.659$
$V(100) = 0.0005$	$p(100) = 95.222$	$V(280) = 0.00038$	$p(280) = 242.552$
$V(110) = 0.00056$	$p(110) = 95.222$	$V(290) = 0.00032$	$p(290) = 311.658$
$V(120) = 0.00061$	$p(120) = 95.222$	$V(300) = 0.00026$	$p(300) = 420.006$
$V(130) = 0.00065$	$p(130) = 95.222$	$V(310) = 0.0002$	$p(310) = 598.127$
$V(140) = 0.00069$	$p(140) = 95.222$	$V(320) = 0.00015$	$p(320) = 906.099$
$V(150) = 0.00072$	$p(150) = 95.222$	$V(330) = 0.0001$	$p(330) = 1459.917$
$V(160) = 0.00074$	$p(160) = 95.222$	$V(340) = 0.00007$	$p(340) = 2438.098$
$V(170) = 0.00075$	$p(170) = 95.222$	$V(350) = 0.00005$	$p(350) = 3833.138$
$V(360) = 0.00004$	$p(360) = 4657.401$	$V(540) = 0.00075$	$p(540) = 311.595$
$V(370) = 0.00005$	$p(370) = 7451.842$	$V(550) = 0.00075$	$p(550) = 115$
$V(380) = 0.00007$	$p(380) = 5691.488$	$V(560) = 0.00074$	$p(560) = 115$
$V(390) = 0.0001$	$p(390) = 3595.007$	$V(570) = 0.00072$	$p(570) = 115$

V(400) = 0.00015	p(400) = 2344.891	V(580) = 0.00069	p(580) = 115
V(410) = 0.0002	p(410) = 1616.319	V(590) = 0.00065	p(590) = 115
V(420) = 0.00026	p(420) = 1177.555	V(600) = 0.00061	p(600) = 115
V(430) = 0.00032	p(430) = 901.361	V(610) = 0.00056	p(610) = 115
V(440) = 0.00038	p(440) = 720.053	V(620) = 0.0005	p(620) = 115
V(450) = 0.00044	p(450) = 596.708	V(630) = 0.00044	p(630) = 115
V(460) = 0.0005	p(460) = 510.363	V(640) = 0.00038	p(640) = 115
V(470) = 0.00056	p(470) = 448.619	V(650) = 0.00032	p(650) = 115
V(480) = 0.00061	p(480) = 403.86	V(660) = 0.00026	p(660) = 115
V(490) = 0.00065	p(490) = 371.256	V(670) = 0.0002	p(670) = 115
V(500) = 0.00069	p(500) = 347.667	V(680) = 0.00015	p(680) = 115
V(510) = 0.00072	p(510) = 331.024	V(690) = 0.0001	p(690) = 115
V(520) = 0.00074	p(520) = 319.97	V(700) = 0.00007	p(700) = 115
V(530) = 0.00075	p(530) = 313.651	V(710) = 0.00005	p(710) = 115

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 546.777$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{546.777}{7.088 \times 10^{-4} \cdot 1 \times 10^3} = 771.388$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 771.388 \cdot 0.95 = 732.818$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = \frac{2 \cdot |p_{mi} - p_{mi.d}|}{p_{mi} + p_{mi.d}} \cdot 100 = \frac{2 \cdot |751.624 - 732.818|}{751.624 + 732.818} \cdot 100 = 2.534$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

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

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

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

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

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

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

$r' = 11^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$d' = 37^\circ$ після НМТ - точка закриття впускного клапану;

$b'' = 33^\circ$ до НМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 15^\circ$ після ВМТ - точка закриття випускного клапану;

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

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

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

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 4.657 \times 10^3 = 5.589 \times 10^3$$

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 7.452 \times 10^3 = 7.452 \times 10^3$$

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	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 95.222$	$V(\varphi_r) = 4.43 \times 10^{-5}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 95.222$	$V(\varphi_d) = 7.531 \times 10^{-4}$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 4657.401$	$V(\varphi_c) = 4.43 \times 10^{-5}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 7451.842$	$V(\varphi_z) = 4.437 \times 10^{-5}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 311.595$	$V(\varphi_b) = 7.531 \times 10^{-4}$

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'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 1.885 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 8.561 \times 10^{-5}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 3.112 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 5.942 \times 10^{-5}$
z'	$\varphi_{z'} = 373$	$p(\varphi_{z'}) = 7.452 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 5.568 \times 10^{-5}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 507$	$p(\varphi_{b''}) = 335.38$	$V(\varphi_{b''}) = 7.094 \times 10^{-4}$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 709$	$p(\varphi_{r'}) = 115$	$V(\varphi_{r'}) = 5.246 \times 10^{-5}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 15$	$p(\varphi_{r''}) = 95.222$	$V(\varphi_{r''}) = 5.942 \times 10^{-5}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 217$	$p(\varphi_{d'}) = 105.658$	$V(\varphi_{d'}) = 6.982 \times 10^{-4}$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 5.589 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 4.43 \times 10^{-5}$
z _д	$\varphi_{z_д} = 367$	$p_{z_д} = 7.452 \times 10^3$	$V(\varphi_{z_д}) = 4.762 \times 10^{-5}$

Теоретична та дійсна індикаторна діаграма двигуна

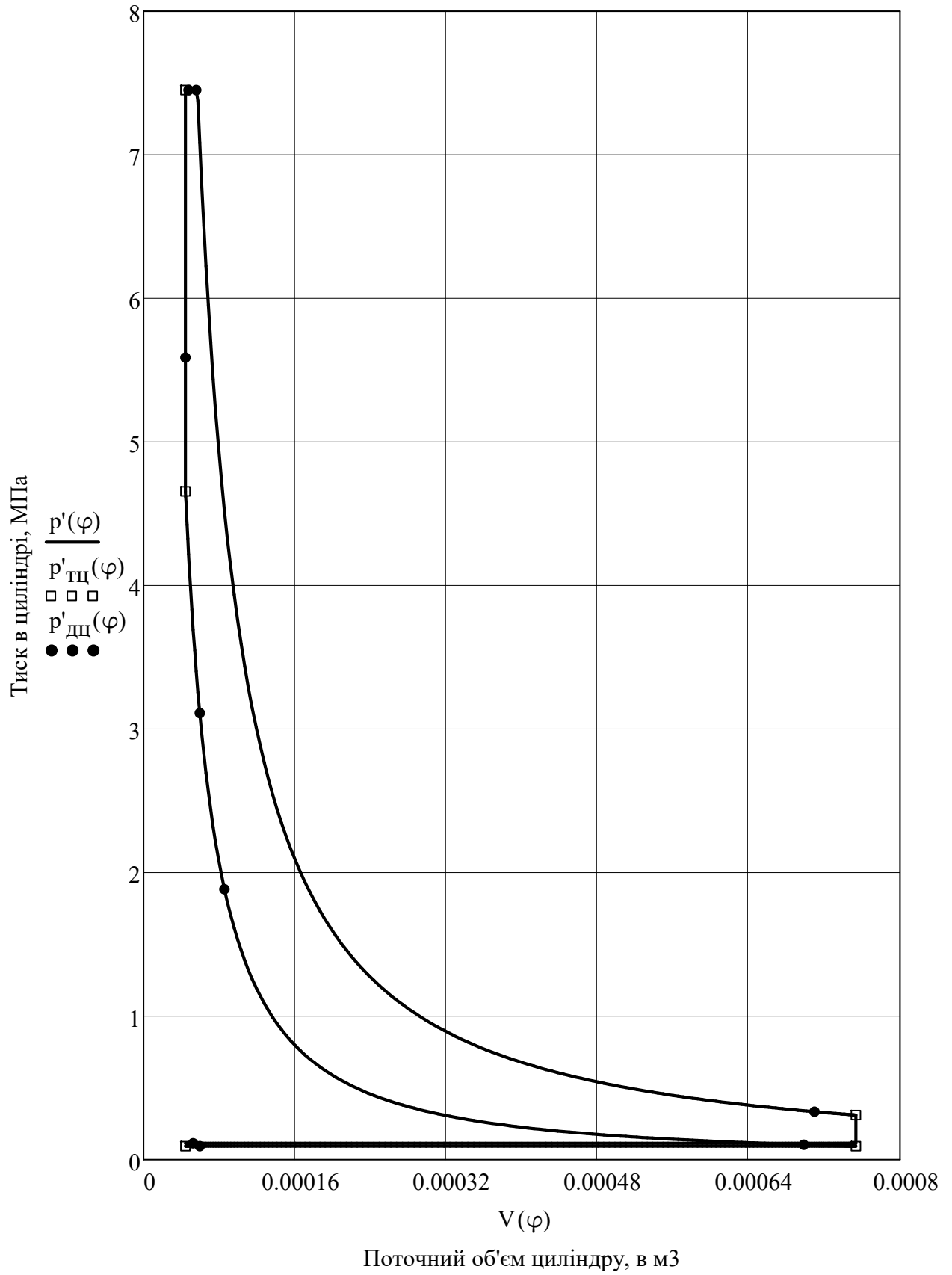


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

Розгорнута індикаторна діаграма двигуна

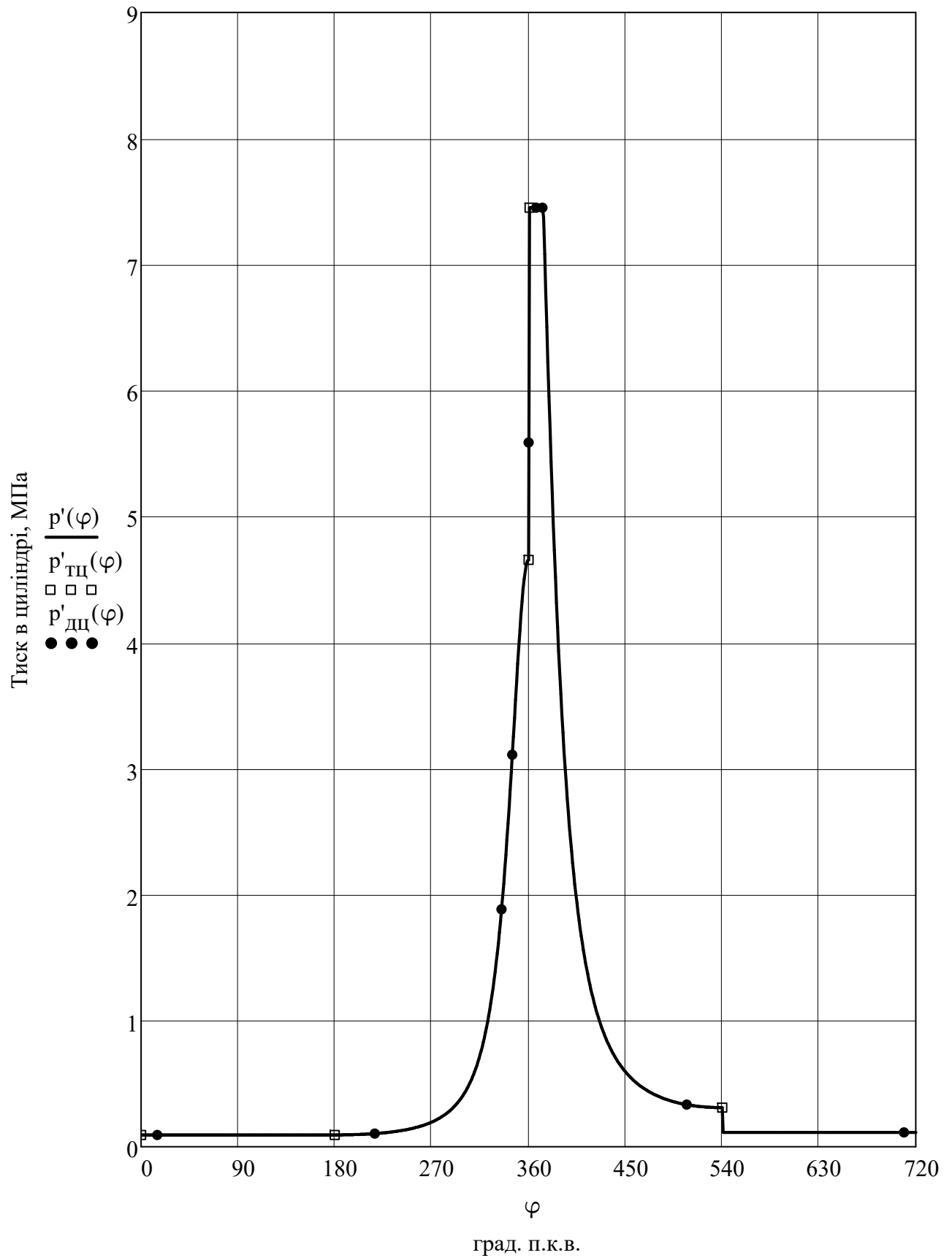


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

Розрахунок сил та моментів що діють в кривошипно-шатунному механізмі передбачає визначення величин сил і моментів, які виникають внаслідок дії газів в циліндрі та сил інерції рухомих деталей двигуна. Отримані в ході даного розрахунку результати дають можливість визначити параметри міцності та зношення деталей КШМ а також спрогнозувати їх залишковий ресурс.

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

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

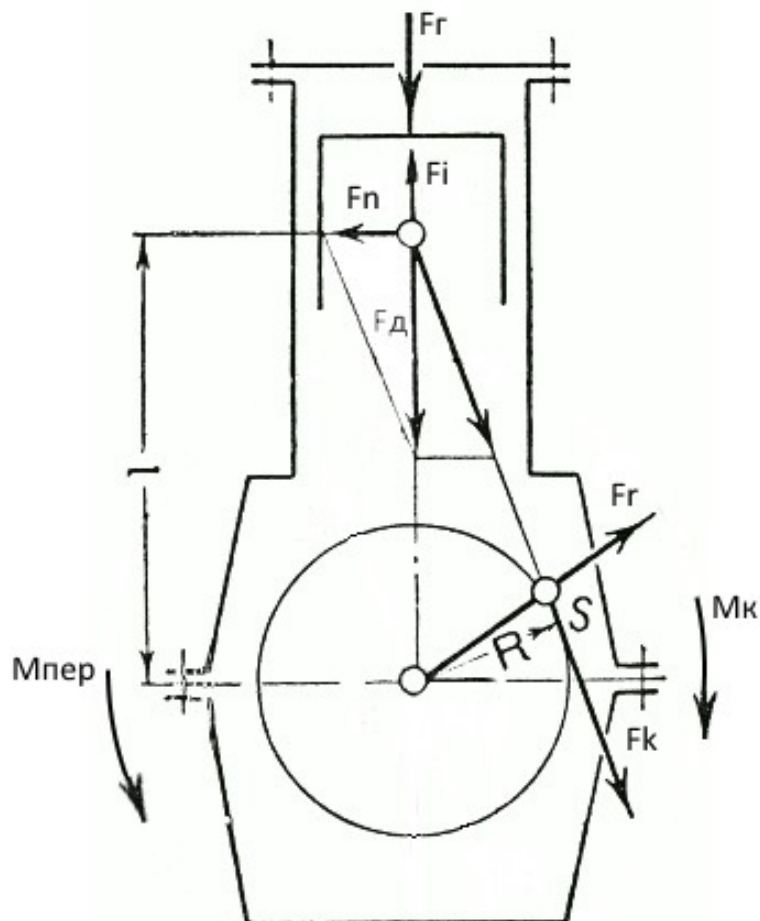


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 1.75$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 3.75$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 1.75 + \frac{1}{3} \cdot 3.75 = 3.000$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.1}{2} = 0.05$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.05}{0.256} = 0.195$$

Площа поршня, в м²

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.095^2}{4} = 0.007$$

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 1500}{30} = 157.08$$

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

Кут обертання колінчастого валу

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

Кут нахилу шатуна

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

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

$F_r(0) = -0.043$	$F_i(0) = -4.649$	$F_d(0) = -4.692$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = -0.043$	$F_i(30) = -3.679$	$F_d(30) = -3.722$	$M_k(30) = -0.114$
$F_r(60) = -0.043$	$F_i(60) = -1.377$	$F_d(60) = -1.42$	$M_k(60) = -0.07$
$F_r(90) = -0.043$	$F_i(90) = 0.947$	$F_d(90) = 0.904$	$M_k(90) = 0.045$
$F_r(120) = -0.043$	$F_i(120) = 2.324$	$F_d(120) = 2.281$	$M_k(120) = 0.086$
$F_r(150) = -0.043$	$F_i(150) = 2.732$	$F_d(150) = 2.688$	$M_k(150) = 0.052$
$F_r(180) = -0.043$	$F_i(180) = 2.754$	$F_d(180) = 2.711$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 4.065 \times 10$	$F_i(210) = 2.732$	$F_d(210) = 2.736$	$M_k(210) = -0.053$
$F_r(240) = 0.184$	$F_i(240) = 2.324$	$F_d(240) = 2.508$	$M_k(240) = -0.094$
$F_r(270) = 0.676$	$F_i(270) = 0.947$	$F_d(270) = 1.623$	$M_k(270) = -0.081$
$F_r(300) = 2.259$	$F_i(300) = -1.377$	$F_d(300) = 0.882$	$M_k(300) = -0.043$
$F_r(330) = 9.63$	$F_i(330) = -3.679$	$F_d(330) = 5.951$	$M_k(330) = -0.182$
$F_r(360) = 32.295$	$F_i(360) = -4.649$	$F_d(360) = 27.646$	$M_k(360) = 0.000$
$F_r(390) = 24.764$	$F_i(390) = -3.679$	$F_d(390) = 21.085$	$M_k(390) = 0.645$
$F_r(420) = 7.629$	$F_i(420) = -1.377$	$F_d(420) = 6.252$	$M_k(420) = 0.306$
$F_r(450) = 3.512$	$F_i(450) = 0.947$	$F_d(450) = 4.459$	$M_k(450) = 0.223$
$F_r(480) = 2.145$	$F_i(480) = 2.324$	$F_d(480) = 4.469$	$M_k(480) = 0.168$
$F_r(510) = 1.628$	$F_i(510) = 2.732$	$F_d(510) = 4.36$	$M_k(510) = 0.085$
$F_r(540) = 1.491$	$F_i(540) = 2.754$	$F_d(540) = 4.244$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 0.097$	$F_i(570) = 2.732$	$F_d(570) = 2.829$	$M_k(570) = -0.055$
$F_r(600) = 0.097$	$F_i(600) = 2.324$	$F_d(600) = 2.421$	$M_k(600) = -0.091$
$F_r(630) = 0.097$	$F_i(630) = 0.947$	$F_d(630) = 1.045$	$M_k(630) = -0.052$
$F_r(660) = 0.097$	$F_i(660) = -1.377$	$F_d(660) = -1.28$	$M_k(660) = 0.063$
$F_r(690) = 0.097$	$F_i(690) = -3.679$	$F_d(690) = -3.582$	$M_k(690) = 0.11$
$F_r(720) = 0.097$	$F_i(720) = -4.649$	$F_d(720) = -4.551$	$M_k(720) = 0.000$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КІШМ:
 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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -4.692$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -0.48$	$F_r(30) = -2.983$	$F_k(30) = -2.277$	$M_{пер}(30) = 0.114$
$F_n(60) = -0.323$	$F_r(60) = -0.43$	$F_k(60) = -1.391$	$M_{пер}(60) = 0.07$
$F_n(90) = 0.24$	$F_r(90) = -0.24$	$F_k(90) = 0.904$	$M_{пер}(90) = -0.045$
$F_n(120) = 0.519$	$F_r(120) = -1.59$	$F_k(120) = 1.716$	$M_{пер}(120) = -0.086$
$F_n(150) = 0.347$	$F_r(150) = -2.502$	$F_k(150) = 1.044$	$M_{пер}(150) = -0.052$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -2.711$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -0.353$	$F_r(210) = -2.546$	$F_k(210) = -1.062$	$M_{пер}(210) = 0.053$
$F_n(240) = -0.57$	$F_r(240) = -1.748$	$F_k(240) = -1.887$	$M_{пер}(240) = 0.094$
$F_n(270) = -0.43$	$F_r(270) = -0.43$	$F_k(270) = -1.623$	$M_{пер}(270) = 0.081$
$F_n(300) = -0.201$	$F_r(300) = 0.267$	$F_k(300) = -0.864$	$M_{пер}(300) = 0.043$
$F_n(330) = -0.768$	$F_r(330) = 4.77$	$F_k(330) = -3.641$	$M_{пер}(330) = 0.182$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 27.646$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 2.721$	$F_r(390) = 16.9$	$F_k(390) = 12.899$	$M_{пер}(390) = -0.645$
$F_n(420) = 1.421$	$F_r(420) = 1.895$	$F_k(420) = 6.125$	$M_{пер}(420) = -0.306$
$F_n(450) = 1.181$	$F_r(450) = -1.181$	$F_k(450) = 4.459$	$M_{пер}(450) = -0.223$
$F_n(480) = 1.016$	$F_r(480) = -3.114$	$F_k(480) = 3.362$	$M_{пер}(480) = -0.168$
$F_n(510) = 0.563$	$F_r(510) = -4.057$	$F_k(510) = 1.693$	$M_{пер}(510) = -0.085$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -4.244$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = 0.000$
$F_n(570) = -0.365$	$F_r(570) = -2.632$	$F_k(570) = -1.098$	$M_{пер}(570) = 0.055$
$F_n(600) = -0.551$	$F_r(600) = -1.687$	$F_k(600) = -1.822$	$M_{пер}(600) = 0.091$
$F_n(630) = -0.277$	$F_r(630) = -0.277$	$F_k(630) = -1.045$	$M_{пер}(630) = 0.052$
$F_n(660) = 0.291$	$F_r(660) = -0.388$	$F_k(660) = 1.254$	$M_{пер}(660) = -0.063$
$F_n(690) = 0.462$	$F_r(690) = -2.871$	$F_k(690) = 2.191$	$M_{пер}(690) = -0.11$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -4.551$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = 0.000$

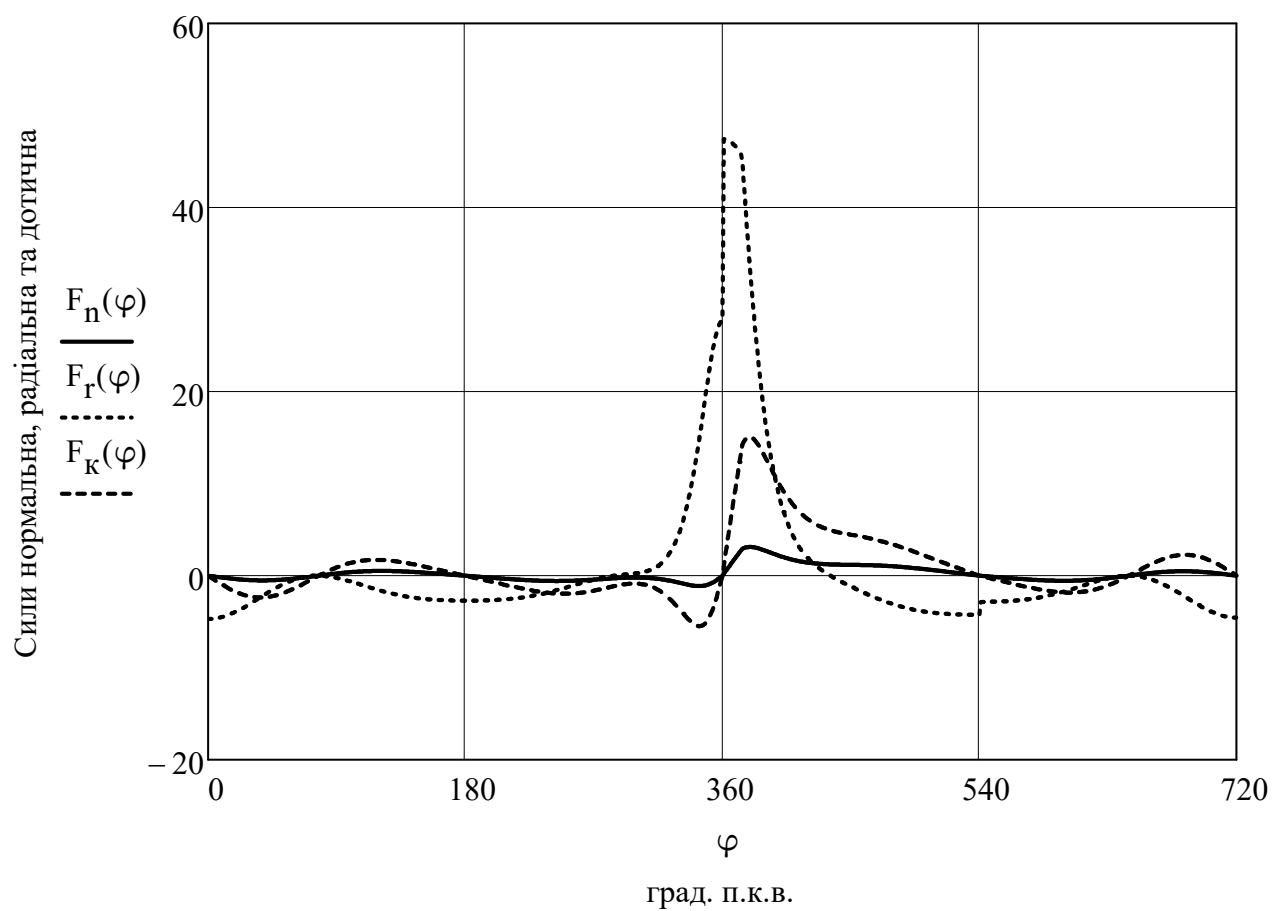
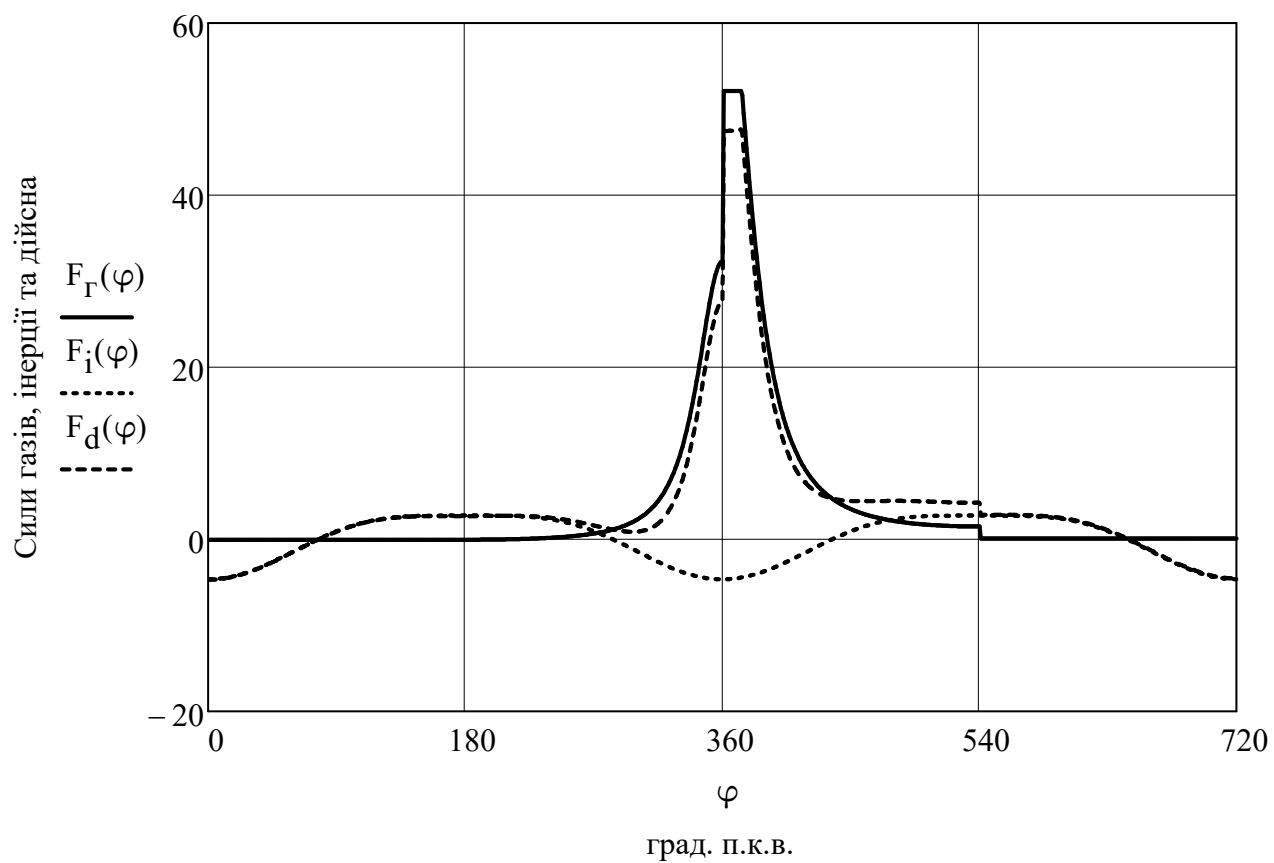


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

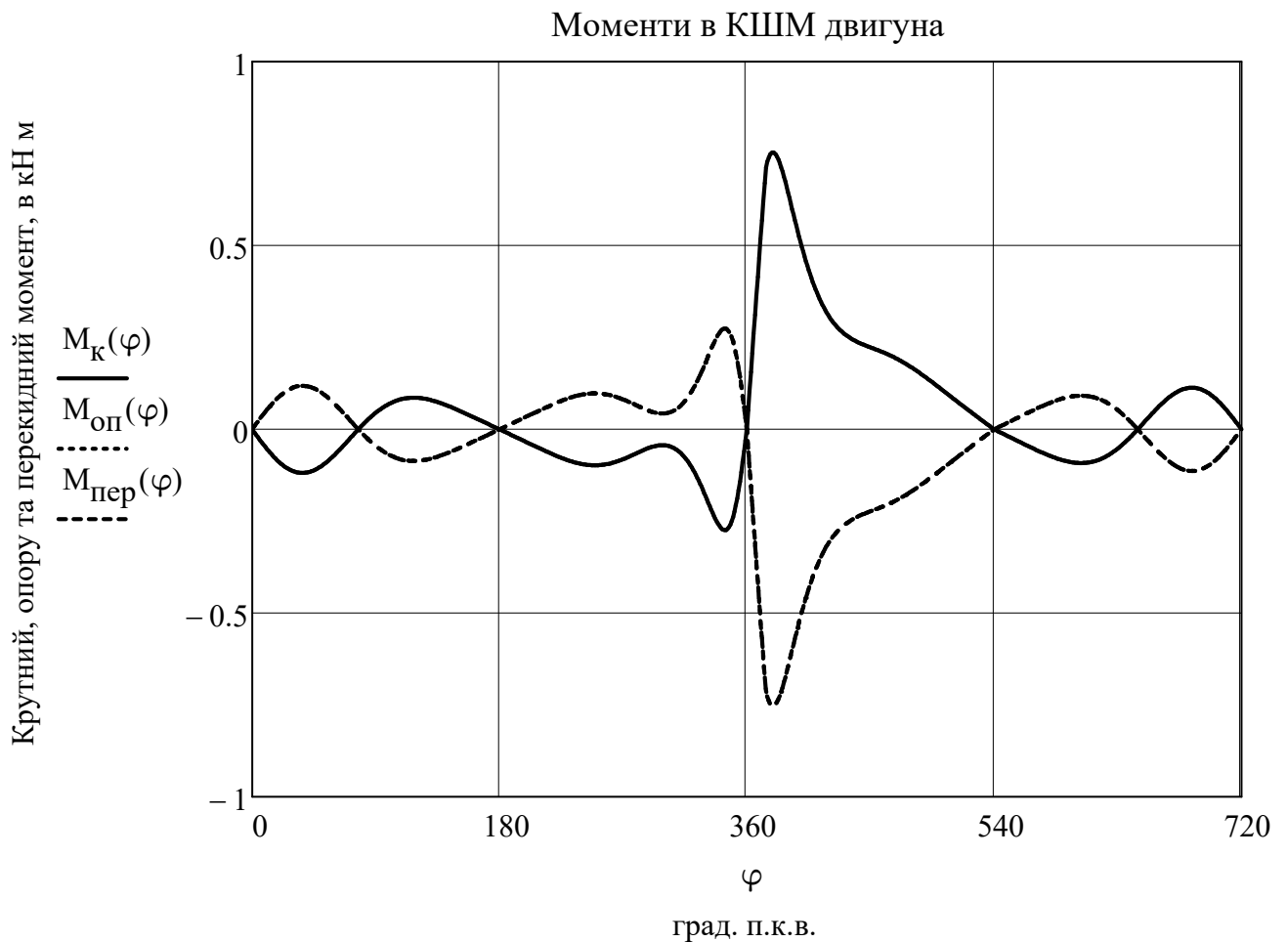


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутий момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

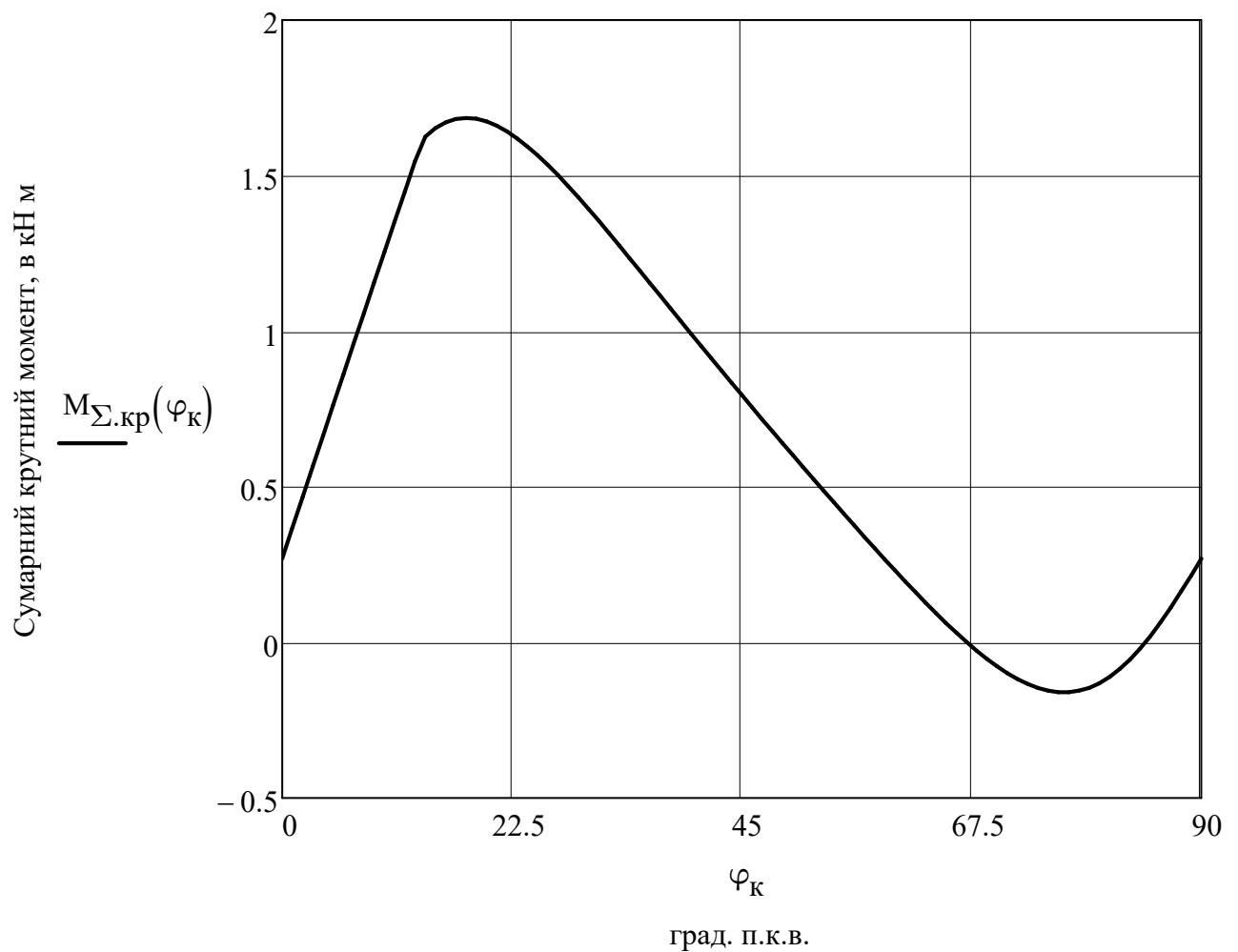


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0) = 0.27$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0.1 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = 1.157$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0.6 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = 0.451$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0.2 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = 1.686$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0.7 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = 0.127$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0.3 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = 1.502$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0.8 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = -0.118$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0.4 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = 1.155$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0.9 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = -0.111$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0.5 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = 0.795$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(1 \cdot \varphi_{\text{сп}}) = 0.27$$

2.4 Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу

2.4.1 Рівняння зовнішнього теплового балансу

Загальна кількість теплоти введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{H.B}$$

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

$Q_{H.B}$ - невраховані теплові втрати

2.4.2 Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом, в Дж / с

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{9.321 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 1.099 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

2.4.3 Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, в Дж / с

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ep} = 10^3 \cdot 40.66 = 40659.744$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{4.066 \times 10^4}{1.099 \times 10^5} \cdot 100 = 36.994$$

перевірка отриманого значення в Дж / с

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 109909.309 \cdot 0.364 = 40000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|4.066 \times 10^4 - 4 \times 10^4|}{4.066 \times 10^4} \cdot 100 = 1.623$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.\Pi} + Q_{B.H}$$

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

$Q_{T.\Pi}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня

$Q_{B.H}$ - 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 ділянки наповнення

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

$W_{\text{г.р}} = 0.12$ - відносна втрата палива на ділянки горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.06$ - відносна втрата палива на ділянки випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.12 + 0.06 = 0.18$$

$$Q_w = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.18 \cdot 109909.309 = 19783.676$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_{\text{м}} = 0.600 \cdot 178.000 = 106.800$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{s'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.095^2}{4} \cdot 0.1 = 7.088 \times 10^{-4}$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{s'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{106.8 \cdot 7.088 \times 10^{-4} \cdot 1.5 \times 10^3 \cdot 8}{30 \cdot 4} = 7.57$$

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

$$Q_{\text{т.п}} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 7.57 = 7570.217$$

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

Визначаємо витрату води по сумі теплот:

$$Q'_B = Q_w + Q_{\text{т.п}} = 19783.676 + 7570.217 = 27353.893$$

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

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

де $K_1 = 1.2$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{2.735 \times 10^4 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1 \times 10^3 \cdot 4.19 \cdot 10} = 7.834 \times 10^{-4}$$

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.001 \cdot 98}{0.9} = 0.085$$

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

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 0.085 = 85.304$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 19783.7 + 7570.2 + 85.3 = 27439.2$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{27439.197}{109909.309} \cdot 100 = 24.965$$

Температура залишкових газів, в °C

$$t_r = T_r - 273 = 710 - 273 = 437$$

Температура на початку стиску, в °C

$$t_d = T_d - 273 = 320.908 - 273 = 47.908$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 437 = 33.255$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 47.908 = 29.112$$

2.4.5 Теплота, що виноситься випускними газами, в $\frac{Дж}{с}$

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

$$\text{де } \Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_{\Gamma} = 1.022 \cdot 33.255 \cdot 437 = 14850.661$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.989 \cdot 29.112 \cdot 47.908 = 1379.494$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 14850.7 - 1379.5 = 13471.2$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{9.321}{3.6} \cdot 13471.167 = 34880.641$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{34880.641}{109909.309} \cdot 100 = 31.736$$

2.4.6 Теплота, відводена з маслом і витрачена на привід масляного насосу

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{178}{751.624} \cdot 0.477 = 0.113$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в $\frac{Дж}{с}$

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.113 \cdot 109909.309 = 12412.305$$

Теплота еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна, в $\frac{Дж}{с}$

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 19783.676 + 12412.305 - 27439.197 = 4756.784$$

Витрата циркуляційного масла, в $\frac{м^3}{с}$

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

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 4.757 \times 10^3}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 6.31 \times 10^{-4}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насосу, в кВт

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

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{6.31 \times 10^{-4} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 0.316$$

Теплота витрачена на привід насосу, в Дж / с

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 0.316 = 315.504$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 4756.784 + 315.504 = 5072.287$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{5072.287}{109909.309} \cdot 100 = 4.615$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в Дж / с

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

$$\text{де } \Sigma Q = \sum \left(\frac{Q_e + Q_B}{Q_{\Gamma} + Q_M} \right) = \sum \left(\frac{40659.744 + 27439.197}{34880.641 + 5072.287} \right) = 108051.869$$

$$Q_{H.B} = Q_{\Pi} - \Sigma Q = 109909.3 - 108051.9 = 1857.4$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{HB} = \frac{Q_{H.B}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{1857.44}{109909.309} \cdot 100 = 1.69$$

Представимо складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\frac{\text{Дж}}{\text{с}}$,	у %,	межі для ДД без наддуву
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 109909.3$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_e = 40659.7$	$q_e = 37$	29...45%
Теплота, що відходить з випускними газами	$Q_{\Gamma} = 34880.6$	$q_{\Gamma} = 31.7$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_B = 27439.2$	$q_B = 25$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_M = 5072.3$	$q_M = 4.6$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{H.B} = 1857.4$	$q_{HB} = 1.7$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_e + q_{\Gamma} + q_B + q_M + q_{HB} = 36.994 + 31.736 + 24.965 + 4.615 + 1.69 = 100$$

Перевірка рівняння показала правильність розрахунку його складових

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	30	40,6	35,3
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	550	573	4,2
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,33	0,364	10,3
4	Механічний ККД	η_m	-	0,75	0,763	1,7
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	$\frac{\text{г}}{\text{кВт год}}$	290	233	-19,7
6	Діаметр циліндру	D	мм	95	95	0,0
7	Хід поршня	S	мм	100	100	0,0

В даному розділі вирішувалось завдання щодо отримання заданої вихідної потужності проектного двигуна на рівні 40 кВт, що згідно даних двигуна прототипу більше на 10 кВт. В результаті правильного розрахунку параметрів робочого циклу для проектного двигуна вдалося досягти поставленої мети. Приріст потужності склав 10,6 кВт, що більше ніж у прототипу на 35,3%.

Зростання номінальної потужності проектного двигуна у порівнянні з прототипом супроводжувалось збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрі. Отримане в результаті значення середнього тиску проектного двигуна склало 573 кПа що більше ніж у прототипу на 4,2%. Форсування двигуна вимагає збільшення циклової роботи в циліндрі, яке в даному випадку було вирішено за рахунок покращення ефективності протікання робочого циклу.

Завдяки оптимізації робочого циклу та раціональному вибору початкових даних вдалося забезпечити отримання ефективних параметрів робочого циклу на високому рівні.

Так для питомої ефективної витрати палива спостерігається зниження на 19,7% у порівнянні з прототипом. Головним чином тут спрацювало суттєве збільшення циклової порції повітря що покращило сумішоутворення та зменшило теплову та механічну напруженість поршневої групи. Порівняння значень ефективного ККД показує у прототипу та проектного двигуна, показує що у останнього приріст склав 10,3%.

Завдяки зниженню середньої температури в камері згоряння вдалося зменшити теплову та механічну напруженість, що в результаті призвело до зменшення механічних втрат двигуна. Так для механічного ККД проектного двигуна спостерігається зростання на 1,7%.

Обґрунтований вибір параметрів робочого циклу проектного двигуна, забезпечив умови отримання результатів за яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи не змінилися. Це дало можливість форсувати силову установку згідно завдання без зростання її масо-габаритних 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, а також основою для подальшого вдосконалення проектного двигуна.

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА

3.1 Будова та робота штатної паливної системи.

3.1.1 Опис будови та роботи штатної паливної системи

Паливна система слугує для подавання дозованих, різних для різних режимів навантаження порцій палива під високим тиском у вихрові камери, розпилює його на найдрібніші частинки та забезпечує регулярність і потрібну послідовність уприскування. Паливопідкачувальний насос засмоктує паливо з витратного бака і подає до паливного фільтра. З фільтра очищене паливо надходить до паливного насоса високого тиску, звідки подається до форсунок і вприскується у вихрові камери. У момент уприскування, проходячи через сопловий отвір форсунки, паливо розпорошується. Паливо, що просочилося між голкою і корпусом розпилювача, через отвори в гайці і болті зливається в паливний фільтр.

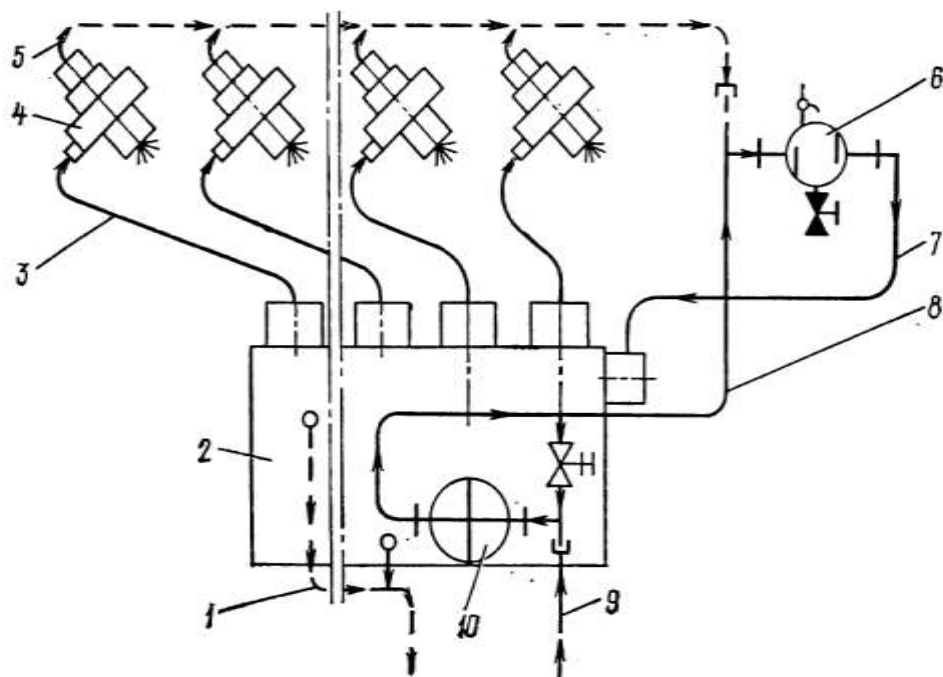


Рис. 3.1 – Паливна система дизелів сімейства Ч 9,5/10

1 – зливна трубка; 2 – паливний насос; 3 – трубопровід високого тиску; 4 – форсунка; 5 – трубопровід сливу палива з форсунок; 6 – паливний фільтр; 7 – трубка від фільтра до паливного насоса; 8 – трубка від паливопідкачувального насоса до фільтра; 9 – підвід палива; 10 – паливопідкачувальний насос.

Паливopідкачувальний насос - поршневого типу, встановлений на кришці сапуна або на корпусі паливного насоса і приводиться в дію від кулачка розподільного валу або валика паливного насоса. Нагнітальний хід поршня насоса здійснюється пружиною залежно від кількості споживаного дизелем палива, цим досягається сталість тиску. Для заповнення паливної системи паливом і видалення з неї повітря перед пуском дизеля на всмоктувальній лінії насоса встановлений насос ручного підкачування, що складається з корпусу, поршня і штока з кнопкою.

Паливний фільтр служить для очищення палива від механічних домішок і встановлений між паливopідкачувальним і паливним насосами. Фільтрувальний елемент - паперовий. У нижній частині корпусу фільтра розташована пробка для зливу відстою і промивання фільтрувального елемента.

Паливний насос - одноплунжерний. На дизель встановлюється два спарених насоси. У корпусі насоса montуються штовхач, зубчаста рейка, зубчастий вінець, плунжерна і клапанна пари.

Штовхач на зовнішній поверхні має кругову риску. Зубчаста рейка входить у зачеплення з вінцем 20 поворотної втулки. Під час переміщення рейки повертається вінець, який, будучи пов'язаний із плунжером, повертає його.

Рейки спарених насосів з'єднані між собою шарнірною ланкою, якою регулюється їх взаємне положення.

Плунжерна пара складається з втулки і плунжера, виготовлених із високою точністю і зібраних із зазором 0,001-0,002 мм.

Клапанна пара складається з клапана і втулки клапана. Грибок клапана служить для відключення системи високого тиску (трубки і форсунки) від нагнітальної порожнини насоса, а для розвантаження трубки високого тиску - розвантажувальний поясок клапана. Розвантаження трубки високого тиску забезпечує швидку посадку голки форсунки. Завдяки цьому форсунка працює чітко без підтікання палива. Втулка клапана має зовнішнє різьблення для вилучення її з корпусу спеціальним знімачем. Для випуску повітря з приймальної порожнини насоса служить пробка.

					ПННІ НУК 142.44.23.05.ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Під час роботи насоса кулачок розподільного валу через тронк приводу і пружину повідомляє плунжеру зворотно-поступальний рух у втулці.

За нижнього положення плунжера обидва отвори у втулці відкриті. Надплунжерна порожнина заповнена паливом, що подається паливопідкачувальним насосом.

Під час руху плунжера вгору, щойно верхня кромка плунжера закриє отвори, починається нагнітання. Нагнітальний клапан відкривається під тиском палива, і паливо надходить у форсунку. Нагнітання закінчується, коли відлікова (спіральна) кромка підійде до нижньої кромки отвору у втулці, тобто станеться відсікання, хоча плунжер продовжуватиме рухатися вгору. Тиск у нагнітальному трубопроводі і в надплунжерній порожнині різко зменшиться, і нагнітальний клапан закриється.

Початок подачі палива, таким чином, не залежить від повороту плунжера. Кінець подачі визначається поворотом плунжера.

У разі суміщення поздовжнього паза на плунжері з отвором у втулці подавання не здійснюватиметься, оскільки паливо буде перепускатися з надплунжерної порожнини у впускну порожнину. Це положення плунжера відповідає нульовій подачі.

Кут випередження подачі палива можна регулювати болтом. У разі вигвинчування болта (подовження тронка) впорскування буде більш раннім, у разі загвинчування - більш пізнім. Поворот болта на одну грань змінює кут випередження на 1,5-2°.

У корпусі монтуються плунжерні і клапанні пари, штовхачі 30, зубчасті вінці 8 і рейки 18, поворотні втулки 33, кулачковий валик 27. Для змащення в корпус заливається масло.

Плунжерна і клапанна пари за конструкцією і принципом роботи такі самі, як в одноплунжерному насосі, описаному вище.

Кулачковий валик служить для приводу плунжерів, паливо підкачувального насоса і регулятора. Штовхач роликів, слугує для передавання руху від кулачкового валика плунжеру, він встановлений у корпусі у втулці, фіксується

					ПННІ НУК 142.44.23.05.ПЗ	Аркуш
						51
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

гвинтом. Зверху в штовхач угвинчений регулювальний болт для регулювання кута випередження подачі палива.

Вигвинчування болта на одну грань збільшує, а загвинчування зменшує кут випередження подачі палива на $1,5-2^{\circ}$.

На маточині муфтодержача і кришці підшипника насоса нанесено риси, збіг яких відповідає початку подачі палива першою секцією насоса.

На втулку плунжера надіта поворотна втулка з вінцем, який входить у зачеплення із зубчастою рейкою. У паз поворотної втулки входить поводок плунжера. Поворотом втулки з плунжером щодо зубчастого вінця досягається кількісне регулювання (рівномірність) подачі палива кожною секцією насоса. Після регулювання вінці закріпіть на поворотній втулці стяжним гвинтом.

Зубчаста рейка встановлюється в корпусі насоса у втулках і одним кінцем через шарнір з'єднується з важелем регулятора.

Для випуску повітря з приймальної порожнини насоса є пробка. Привід паливного насоса складається з валика, встановленого на підшипниках у блоці, шестерні і кулачкової муфти. Муфта дає змогу змінювати кут випередження подачі палива всіма секціями насоса одночасно. Це досягається поворотом муфтодержача з кулачковим валиком у пазах допоміжної муфти. На муфті є поділки, а на допоміжній муфті - риска. Поворот на одну поділку муфтодержача змінює кут випередження подачі на 4° .

Дизелі можуть постачатися без тахометра, тоді замість деталей приводу і кріплення тахометра встановлюється заглушка.

Насос приводиться в дію шестернею і втулкою, а кріпиться до блоку фланцем. Наявність у шестерні однієї зменшеної западини дає можливість з'єднати маточину з втулкою тільки в одному положенні. Шестерня вводиться в зачеплення з шестернею розподілу за мітками. Осьовий люфт шестерні в межах $0,5-1$ мм забезпечується прокладками. Мاستило до приводу підводиться по трубці.

Форсунка, встановлена на голівці циліндрів, періодично впорскує розпорошене паливо у вихрову камеру. Сопловий отвір корпусу розпилювача

					ПННІ НУК 142.44.23.05.ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

закритий голкою, притиснутою до ущільнювального конуса через штангу пружиною, що спирається верхнім кінцем на буртик регулювального гвинта.

Корпус розпилювача і голка взаємно притерті, утворюючи прецизійну пару. Розкомплектування пар у процесі експлуатації не допускається.

Тиск пружини на голку, а отже, і тиск на чала впорскування палива регулюється гвинтом. Після регулювання гвинт стопориться контргайкою.

Паливо підводиться каналами в нижню кільцеву розточку розпилювача. Коли тиск палива на конічну частину голки подолає зусилля пружини, голка розпилювача піднімається, і паливо впорскується у вихрову камеру. Наприкінці подавання палива, коли тиск у нагнітальному трубопроводі впаде, голка під дією пружини опуститься в сідло і роз'єднає порожнину форсунки з вихровою камерою.

Регулятор підтримує частоту обертання колінчастого валу дизеля в певних межах за різних змін навантаження, зокрема й раптових. При цьому регулятор впливає на рейку паливного насоса, встановлюючи подачу палива, що відповідає даному навантаженню за даної частоти обертання.

На дизелі встановлено відцентровий однорежимний регулятор зі змінним ступенем нерівномірності. Він розміщений у передньому відсіку блока, приводиться від шестерні розподільного валу і складається з двох вантажів, розміщених на осях у траверсі, муфт і, пружин, пристрою для зміни частоти обертання, виконавчого механізму і пристрою для зупинки дизеля.

Вантажі кріпляться штифтами на осях, які вставляються у втулки, запресовані в вушка траверси. Малим плечем вантажі під час роботи спираються на круговий фланець муфти.

Повідкова муфта запресована в підшипник муфти, під час роботи регулятора не обертається і слугує для передавання зусилля від вантажів до важелів і від пружин до вантажів.

Пружини регулятора відрізняються жорсткістю і довжиною. Внутрішня пружина має меншу довжину, але більшу жорсткість і вмикається за підвищеної частоти обертання.

					ПННІ НУК 142.44.23.05.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Пристрій для зміни частоти обертання дизеля складається з корпусу, валика з маховичком і важеля.

Під час обертання маховичка за годинниковою стрілкою валик через важіль натискає на стакан, збільшуючи стиснення пружин (частота обертання дизеля збільшується).

Під час обертання маховичка проти годинникової стрілки стиснення пружин зменшується (частота обертання дизеля зменшується).

Виконавчий механізм служить для передавання руху муфти зубчастим рейкам паливних насосів і складається з нижнього і верхнього важелів тяги.

Нижній важіль закріплений на валику, а сферичною голівкою входить у канавку муфти. Верхній важіль через наконечник, тягу і регулювальну стяжку з'єднаний з рейками насоса і пов'язаний з валиком пружиною і стопором. Це дає змогу важелю повертатися відносно валика в одному напрямку (у напрямку нульового подання), не стискаючи пружин.

На кронштейні встановлюються пристрої для зміни ступеня нерівномірності та зупинки дизеля.

Ступінь нерівномірності змінюється пружиною, закріпленою своїми кінцями на планці і важелі.

Для зупинки дизеля служить рукоятка і важіль. Під час повороту рукоятки проти годинникової стрілки важіль переміщує важіль вліво; останній, діючи на рейки, встановлює нульову подачу, і дизель зупиняється.

На дизелі встановлюють відцентровий однорежимний регулятор або відцентровий однорежимний регулятор зі змінним ступенем нерівномірності. Відцентровий всережимний регулятор із пристроєм для швидкої зміни частоти обертання кріпиться до паливного насоса і приводиться від його кулачкового валика. Відцентровий однорежимний регулятор складається з валика з вантажами, муфти, пружини, виконавчого механізму і пристрою для зміни частоти обертання і зупинки дизеля, змонтованих у корпусі. Вантажі кріпляться штифтами на осях 4, вставлених у втулки хрестовини валика.

У вантажах встановлені ролики (шарикопідшипники). Для передачі зусиль від вантажів муфті, яка обертається разом із валиком і може переміщатися вздовж нього. На муфту через наполегливий підшипник і тарілку роликами спирається важіль виконавчого механізму, друге плече якого пружинною тягою з'єднане з рейкою насоса і пружиною. Пружина іншим кінцем з'єднана з пристроєм для зміни частоти обертання, що складається з маховичка з гвинтом і валика з важелями. Під час обертання маховичка за годинниковою стрілкою натяг пружини зменшується (зменшується частота обертання), під час обертання проти годинникової стрілки натяг пружини збільшується (збільшується частота обертання). Максимальна частота обертання обмежується гвинтом.

Пружинна тяга влаштована так, що дає змогу регулювати відстань між важелем і рейкою, вимикати подачу пального (зупиняти дизель) ручкою без переміщення важеля, муфти і вантажів за рахунок стиснення пружини в обоймі тяги.

Відцентровий однорежимний регулятор зі змінюваним ступенем нерівномірності складається з осердя регулятора, виконавчого механізму, пристрою для зміни ступеня нерівномірності, зміни частоти обертання, зупинки дизеля та катаракту.

Сердечник регулятора складається з хрестовини, що обертається на пальці, із закріпленими двома осями, на яких гойдаються вантажі. Відцентрові сили вантажів передаються через ролики тарілки муфти і врівноважуються пружністю головної пружини. Хвостовик муфти входить в отвір пальця. Осьові зусилля хрестовини сприймаються плаваючою шайбою і кільцем, напресованим на палець.

Виконавчий механізм служить для передавання руху муфти зубчастої рейки паливного насоса і складається зі склянки, головної пружини, важеля і тяги. Стакан укріплений на осях у важелі. У дно склянки угвинчений регулювальний гвинт, що впирається сферичною головкою у виїмку тарілки муфти. Важіль зафіксовано на осі, закріплений у корпусі регулятора.

Тяга одним кінцем з'єднана шарнірно з рейкою, іншим - одностороннім пружним зв'язком із важелем. Таким чином, рух важеля в бік зменшення подачі

					ПННІ НУК 142.44.23.05.ПЗ	Аркуш
						55
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

палива жорстко передається тязі через регульований упор, а рух важеля в бік збільшення подачі передається через пружину, що дає можливість увімкнути подачу палива за нерухомого важеля.

Пристрій для зміни ступеня нерівномірності ґрунтується на зміні наведеної до муфти регулятора жорсткості пружин шляхом зміни відносного кутового положення додаткової пружини і важеля. Керування зміною ступеня нерівномірності здійснюється сектором, винесеним на лицьовий бік корпусу регулятора. Ступінь нерівномірності можна змінювати в межах $1+1\%$ - $6\pm 1\%$. Основний нахил регуляторної характеристики 3% .

Для зміни частоти обертання змініть силу стиснення головної пружини маховичком. Під час обертання маховичка за годинниковою стрілкою частота обертання збільшується, проти годинникової стрілки - зменшується.

Під час упору тарілки в головку регульовального гвинта обмежується максимальна частота обертання, під час упору в шайбу обмежується мінімальна частота обертання.

Катаракт служить для підвищення стійкості процесу регулювання і забезпечує стійкість процесу за найменших ступенів нерівномірності. Відцентровий всережимний регулятор на відміну від однорежимного має пристрій для швидкої зміни частоти обертання, яке складається з рукоятки з важелем і фіксатором, сектора і головки.

Під дією пружини фіксатор зубами входить у зачеплення із сектором і утримує рукоятку в потрібному положенні. Частота обертання колінчастого валу дизеля змінюється поворотом рукоятки. Для повороту рукоятки натисніть на кнопку. Поворот рукоятки вліво в положення "Робота" збільшує частоту обертання дизеля, вправо в положення "Стоп" зменшує. Мінімально стійка частота обертання обмежується планкою, максимальна - гвинтом. Максимальна потужність обмежується гвинтом.

Коли дизель зупинений, пружина через муфту і виконавчий механізм встановлює максимальну подачу палива, необхідну для полегшення пуску.

					ПННІ НУК 142.44.23.05.ПЗ	Аркуш
						56
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Коли дизель починає працювати і збільшує оберти, вантажі під дією відцентрових сил розходяться, пересувають муфту, долаючи зусилля пружин, і через виконавчий механізм зменшують подачу палива.

При цьому частота обертання дизеля збільшується до величини, за якої відцентрові сили вантажів зрівноважуються зусиллям пружин. Після цього частота обертання дизеля буде підтримуватися регулятором постійною для цього режиму.

У разі збільшення стиснення, розтягування пружин пристроєм для зміни частоти обертання рівновага системи настає за більшої частоти обертання, оскільки для підтримання попереднього положення вантажів потрібні більші сили інерції, а отже, більша частота обертання дизеля.

У разі зміни навантаження під час роботи дизеля (плавного або миттєвого) подача палива не відповідатиме необхідному, і частота обертання дизеля почне змінюватися. Якщо, наприклад, відбулося зменшення навантаження, то в перший момент збільшена подача палива викличе підвищення частоти обертання дизеля, і вантажі регулятора почнуть розходитися доти, доки подача палива не зменшиться до величини, яка відповідає новому навантаженню.

При цьому рівновага системи буде за нової, дещо підвищеної частоти обертання.

Під час збільшення навантаження частота обертання зменшується, вантажі під дією пружин сходяться, а муфта через виконавчий механізм збільшує подачу палива пропорційно навантаженню, і рівновага системи відновлюється.

3.1.2 Пропозиції щодо удосконалення паливної системи.

Процес корекції циклової подачі системою подачі палива за рахунок використання відсічної кромки, яка свого часу набула найбільшого розповсюдження, і на сьогодні вважається класичною. Основу конструкції такої системи складає прецизійна пара «втулка-плунжер», яка завдяки зворотньо-поступальному руху забезпечує потрібну подачу циклової порції в циліндр. Для роботи в умовах різних навантажень плунжер має складну профільовану форму

					ПННІ НУК 142.44.23.05.ПЗ	Аркуш
						57
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

що забезпечує відсічку подачі палива насосом в залежності кута повороту плунжера навколо власної вісі.

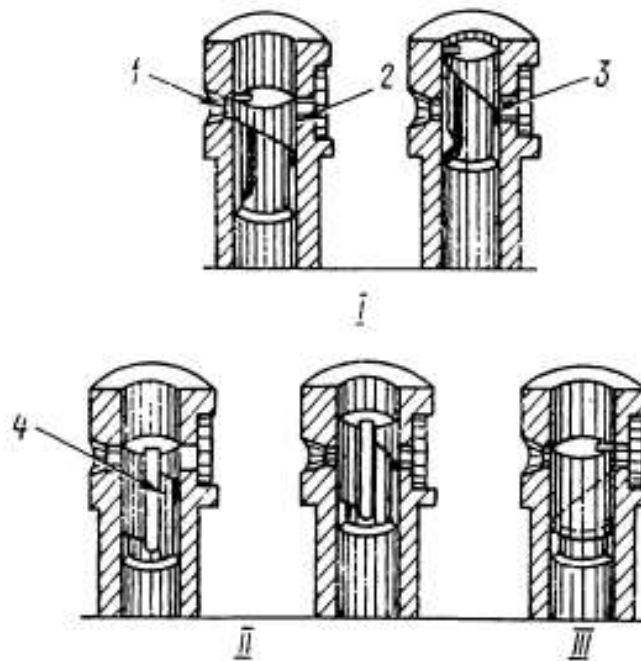


Рис. 3.2 – Схема роботи паливного насосу:

1 – вхідний отвір; 2 – вихідний отвір; 3 – відсічна кромка; 4 – повздовжній паз.
I – повна подача; II – часткова подача; III – нульова подача;

Крім проблем технологічного характеру пов'язаних з виготовленням плунжера що має складну форму та втулки що в парі має забезпечити мінімальний зазор, виникають також проблеми пов'язані з експлуатацією. Причиною тому є те, що дана прецизійна пара дуже прискіплива до палива. А точніше до води та домішок що в ній присутні. Так наявність твердих часток навіть незначної зернистості автоматично призводить до зношення пари, особливо в місцях найбільш щільного контакту. Окрема проблема це дотичні напруження що виникають в місцях гострих кромки та зношення пари «плунжер-втулка» в умовах погіршених умов змащування. Як наслідок вищевказаного ресурс роботи даної пари різко знижується, що відображається на роботі паливної системи так і всього двигуна в цілому.

Одним із варіантів вирішення даної проблеми є застосування сучасних паливних систем з гідравлічним, та електрогідравлічним запиранням голки.

Однією з найпоширеніших серед яких останнім часом стала система Common Rail. Вона забезпечує чітку та синхронну циклову порцію у відповідності із послідовністю окремих процесів робочого циклу дизеля. Її ключовою особливістю є електронне регулювання процесу впорскування порції палива, що дає можливість відійти від складної форми головки плунжера.

В даній роботі пропонується вдосконалити штатну паливну систему, за рахунок введення в неї електронного керування процесом подачі циклової порції палива за допомогою керованої відсічки.

Дана паливна система із одинарним зворотнім зв'язком, який відслідковує зміну частоти обертання колінчастого валу в залежності від навантаження двигуна. Вже на основі цієї інформації блок електронного керування по заданому алгоритму випрацьовує величину циклової подачі та формує під неї скважіність (тривалість) відкритого положення виконуючого механізму, який в нашому випадку є електронно-механічний клапан відсічки палива встановлений на лінії високого тиску.

Конструктивне виконання клапану дозволяє здійснювати осьовий поступальний рух головного запирального елемента без надмірних зусиль та без суттєвих втрат палива через наявні зазори між рухомими елементами клапану. Конструкція клапану також дозволяє швидко та ефективно реагувати на сигнали керування від блоку електронного керування паливною системою.

Застосування даної паливної системи дозволяє вносити зміни в конструкцію штатної паливної системи без її повного демонтажу чи заміну, що вимагає використання значних людських та матеріальних ресурсів. Більш того вона виключає регулювання циклової порції паливним насосом високого тиску, що значно спрощує конструкцію плунжера та витрати пов'язані з особливостями його технології. Запропонована тут система займає проміжне місце між сучасними паливними системами типу Common Rail та штатними системи і яка може використовувати не лише дизельне пальне але й рослинні олії [2]. При цьому дана система суттєво економить кошти на модернізацію штатної і забезпечує високі техніко-економічні показники дизеля.

					ПННІ НУК 142.44.23.05.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Розрахунок параметрів паливної системи.

3.2.1 Початкові дані для розрахунку паливної апаратури.

Найменування двигуна	8Ч 9,5/10
Ефективна потужність, кВт	$P_e = 40$
Частота обертання двигуна, хв ⁻¹	$n = 1500$
Число циліндрів	$i = 8$
Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт*год)	$g_e = 0.233$
Тип та марка палива,	Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

3.2.2 Розрахунок діаметра та ходу плунжеру ПНВТ

Максимальна циклова подача

Циліндрова потужність, в кВт

$$P_{ec} = \frac{P_e}{i} = \frac{40}{8} = 5$$

Частота обертання кулачкового валу, в хв⁻¹

$$n_k = \frac{n}{2} = \frac{1500}{2} = 750$$

Номінальна циклова подача палива в м³/цикл

$$Q_{пал} = \frac{P_{ec} \cdot g_e}{60 \cdot n_k \cdot \rho_T}$$

де $\rho_T = 850 \text{ кг/м}^3$ - густина палива,

$$Q_{пал} = \frac{P_{ec} \cdot g_e}{60 \cdot n_k \cdot \rho_T} = \frac{5 \cdot 0.233}{60 \cdot 750 \cdot 850} = 3.046 \times 10^{-8}$$

$$\text{або в мм}^3/\text{цикл} \Rightarrow Q_{пал} \cdot 10^6 = 0.03$$

Максимальна циклова подача палива в м³/цикл

$$Q_{\text{пал.мах}} = k_1 \cdot Q_{\text{пал}}$$

де $k_1 = 1.3$ - коефіцієнт що враховує перевантаження дизеля та витікання палива з надплунжерного простору внаслідок зношення;

Рекомендований діапазон згідно [5, ст 15] $k_1 = 1,25 \dots 1.35$

$$Q_{\text{пал.мах}} = k_1 \cdot Q_{\text{пал}} = 1.3 \cdot 3.046 \times 10^{-8} = 3.959 \times 10^{-8}$$

$$\text{або в мм}^3/\text{цикл} \Rightarrow Q_{\text{пал.мах}} \cdot 10^6 = 0.04$$

Розрахунок надплунжерного простору, розташованого між НМТ та ВМТ, в м³

$$V_{\Pi} = Q_{\text{пал.мах}} \cdot k_2$$

де $k_2 = 4$ - коефіцієнт перевищення об'єму, що описує плунжер, над максимальною цикловою подачею палива, з урахуванням суми об'ємів на:

- стиснення палива в надплунжерному просторі та в лінії високого тиску;
- деформацію паливопроводів високого тиску;
- перекриття об'ємів пов'язаних з закриттям наповнювальних отворів;
- розгін та гальмування швидкості плунжера.

Рекомендований діапазон згідно [5, ст 15] $k_2 = (4 \dots 8)$

$$V_{\Pi} = Q_{\text{пал.мах}} \cdot k_2 = 3.959 \times 10^{-8} \cdot 4 = 1.584 \times 10^{-7}$$

$$\text{або в мм}^3 \Rightarrow V_{\Pi} \cdot 10^6 = 0.158$$

Розрахунок діаметру плунжеру, в м

$$d'_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\Pi}}{k_{sd} \cdot \pi}}$$

де $k_{sd} = 1.45$ - коефіцієнт що представляє відношення ходу плунжеру до його діаметру;
Рекомендований діапазон згідно [5, ст 15] $k_{sd} = 1,0 \dots 1.5$

$$d'_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\Pi}}{k_{sd} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1.584 \times 10^{-7}}{1.45 \cdot \pi}} = 5.181 \times 10^{-3}$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d'_{\Pi} \cdot 10^3 = 5.181$$

Приймаємо значення діаметру плунжеру з стандартизованого ряду чисел, згідно ГОСТ 12052-90, в м

$$d_{\Pi} = 0.0055$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d_{\Pi} \cdot 10^3 = 5.5$$

Тоді хід плунжеру, в м

$$s'_{\Pi} = d_{\Pi} \cdot k_{sd} = 5.5 \times 10^{-3} \cdot 1.45 = 7.975 \times 10^{-3}$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow s'_{\Pi} \cdot 10^3 = 7.975$$

Приймаємо значення ходу плунжеру з стандартизованого ряду чисел, згідно ГОСТ 12052-90, в мм

$$s_{\Pi} = 0.008$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow s_{\Pi} \cdot 10^3 = 8$$

3.2.3 Розрахунок параметрів форсунки

Початкові дані

$p_c'' = 4.675$ МПа - дійсний тиск в кінці стиску;

$p_z = 7.451$ МПа - тиск в кінці згоряння;

$n = 1500$ хв⁻¹ - частота обертання двигуна;

$Q_{\text{пал.мах}} = 3.959 \times 10^{-8}$ м³/цикл - максимальна циклова подача палива;

$\rho_T = 850$ кг/м³ - щільність палива;

$\Delta\varphi = 28^\circ$ - поворот колінчастого валу;

$\mu_f = 0.72$ - коефіцієнт витрати через форсунку;

$m = 1$ - кількість соплових отворів;

Число та розташування отворів сопла вибирають виходячи з форми камери згоряння та способу сумішоутворення.

В дизельних двигунах:

- з плівковим сумішоутворенням застосовують одно- та двохдиркові розпилювачі з діаметром отвору 0,4...0,6 мм

- з об'ємним сумішоутворенням - багатодиркові розпилювачі з діаметром отворів 0,2 мм та більше.

Визначаємо параметри форсунки.

За результатами теплового розрахунку дизеля та паливного насоса високого тиску визначаємо діаметр соплових отворів форсунки.

Тривалість подачі палива в градусах повороту колінчастого валу приймаємо рівною $\Delta\varphi = 28$

Час витікання палива, с:

$$\Delta t_{\Pi} = \frac{\Delta \varphi}{(6 \cdot n)} = 3.111 \times 10^{-3}$$

Середній тиск в циліндрі у період вприскування, МПа:

$$p_{\Pi} = \frac{(p''_c + p_z)}{2} = 6.063$$

Середній тиск розпилювання приймаємо рівним p_{Φ} , МПа.

$$p_{\Phi} = 40$$

Середня швидкість витікання палива через отвори сопла, м/с:

$$w_{\Phi} = \sqrt{\frac{2}{\rho_T} \cdot (p_{\Phi} - p_{\Pi}) \cdot 10^6} = 282.581$$

Коефіцієнт витрати палива приймаємо рівним $\mu_{\Phi}=0.72$.

Сумарна площа соплових отворів, м²:

$$f_c = \frac{Q_{\text{пал.мах}}}{\mu_{\Phi} \cdot w_{\Phi} \cdot \Delta t_{\Pi}} = 6.255 \times 10^{-8}$$

Діаметр соплового отвору, м:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{(\pi \cdot m)}} = 2.822 \times 10^{-4}$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d_c \cdot 10^3 = 0.282$$

Приймаємо діаметр соплового отвору розпилювача, в мм: $d_c = 0.3$

3.2.4 Розрахунок параметрів плунжера на міцність

Площа мінімального поперечного перерізу плунжера, в м²

$$F_{\text{п.мін}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{п.мін}}^2}{4}$$

де $d_{\text{п.мін}} = 0.005$ м - найменший плунжера з урахуванням виточок та свердлень,

$$F_{\text{п.мін}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{п.мін}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot (5 \times 10^{-3})^2}{4} = 1.963 \times 10^{-5}$$

Площа поперечного перерізу плунжера що контактує з паливом, в м²

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{п}}^2}{4}$$

де $d_{\text{п.мін}} = 0.005$ м - найменший плунжера з урахуванням виточок та свердлень,

$$F_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{п}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot (5.5 \times 10^{-3})^2}{4} = 2.376 \times 10^{-5}$$

Сила тиску в надплунжерному об'ємі, в Н

$$P_{\text{т}} = p_{\text{н.мах}} \cdot F_{\text{п}}$$

де $p_{\text{н.мах}} = 40 \cdot 10^6$ Па - тиск в надплунжерному просторі;

$$P_{\text{т}} = p_{\text{н.мах}} \cdot F_{\text{п}} = 40 \cdot 10^6 \cdot 2.376 \times 10^{-5} = 950.332$$

Напруга стиснення в мінімальному перерізі плунжера, в МПа

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P_T}{F_{\text{п.мін}}} = \frac{950.332}{1.963 \times 10^{-5}} = 4.84 \times 10^7$$

$$\text{або в МПа} \Rightarrow \sigma_{\text{сж}} \cdot 10^{-6} = 48.4$$

Отримане значення напруги стиснення не перевищує допустимі межі

Площа опорного торця плунжера, в м²

$$F_{\text{поп}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{поп}}^2}{4}$$

де $d_{\text{поп}} = 0.0015$ м - діаметр опорного торця плунжера;

$$F_{\text{поп}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{поп}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.0015^2}{4} = 1.767 \times 10^{-6}$$

Питоме навантаження на плоских торцях плунжера, в МПа

$$K_T = \frac{P_T}{F_{\text{поп}}} = \frac{950.332}{1.767 \times 10^{-6}} = 5.378 \times 10^8$$

$$\text{або в МПа} \Rightarrow K_T \cdot 10^{-6} = 537.778 \quad \text{що не перевищує допустиму межу}$$

тобто < 2000 МПа

3.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано принципи роботи штатної паливної системи дизеля. Результатом даного аналізу було виявлено переваги та недоліки штатної паливної системи. Враховано особливості роботи даної паливної системи, та запропоновано нову принципову схему керування на базі зворотного зв'язку з відсічкою палива. Запропоновано конструктивне рішення паливного відсічного клапану з електрогідравлічним приводом та керуванням. Виконано розрахунок основних елементів паливної системи на міцність та визначено їх геометричні параметри. Також обраховано витратні параметри запропонованої паливної системи.

					ПННІ НУК 142.44.23.05.ПЗ	Аркуш
						67
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

$P_{\text{екс}} = 40$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.233$ 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

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.233 \cdot 40 \cdot 2 \cdot 14.45 = 269.348$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{269.348}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{2 \cdot 14.45} \right) = 0.077$$

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;

$T_{\text{вг}} = 730$ К - температура відпрацьованих газів;

$$\rho_{\text{вг}} = \frac{\rho_{\text{вг.0}}}{1 + \frac{T_{\text{вг}}}{273}} = \frac{1.31}{1 + \frac{730}{273}} = 0.357$$

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.077}{0.357} = 0.217$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

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

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.дд} = 0.233 \cdot 22.6 = 5.266$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{5.266 \cdot 40}{3600} = 0.059$$

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

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.дд} = 0.233 \cdot 40.9 = 9.53$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{9.53 \cdot 40}{3600} = 0.106$$

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

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.дд} = 0.233 \cdot 10.5 = 2.447$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{2.447 \cdot 40}{3.6 \times 10^3} = 0.027$$

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

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.дд} = 0.233 \cdot 5.6 = 1.305$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.305 \cdot 40}{3.6 \times 10^3} = 0.014$$

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

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.дд} = 0.233 \cdot 7.6 = 1.771$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.771 \cdot 40}{3.6 \times 10^3} = 0.02$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.059 \\ 0.106 \\ 0.027 \\ 0.014 \\ 0.02 \end{pmatrix} = 0.226$$

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

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{0.059}{0.226} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{0.106}{0.226} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.027}{0.226} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.02}{0.226} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.014}{0.226} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

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 дрانتя, 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 невідношеність мас двигуна та викликає спазми судин і погіршує кровообіг.

					ПННІ НУК 142.44.23.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		72

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектного 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 $n_H = 1500 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 1500 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 40 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектного двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(1.5 \times 10^3 + 40^{0.55}) = 31.783$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{1.5 \times 10^3}{1.5 \times 10^3}\right) = 0$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 31.783 + 0 = 85.783$$

4.2.3 Розрахунок рівня вібрації проектного двигуна

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

Таблиця 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 $m = 850$ кг - маса проектованого двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{1.5 \times 10^3}{60} = 25 \quad \text{Гц - частота коливань на даному режимі;}$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 1.5 \times 10^3 \cdot 40^{0.55} \cdot \frac{1 + 40}{850} = 550.287$$

$$b = 30 \cdot \log \left(\frac{n}{n_H} \right) = 30 \cdot \log \left(\frac{1.5 \times 10^3}{1.5 \times 10^3} \right) = 0$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H} \right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{1.5 \times 10^3} \right)^3 \cdot \frac{850}{40} = 1$$

$$L_V = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right) = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{550.287}{1} + 0 \right) = 71.406$$

4.3 Висновки по розділу

Працюючий дизельний двигун наносить суттєву шкоду оточуючому середовищу. Серед ключових негативних факторів шкідливого впливу є наявність в відпрацьованих газах дизеля токсичних компонентів що отруюють атмосферу.

Відповідно є необхідність проведення заходів щодо знешкодження їх шкідливого впливу. Серед них заходи з нейтралізації токсичних компонентів та зменшення викидів сажі. Отримані в результаті розрахунку значення викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів в деяких випадках перевищують допустимі встановлені нормативні значення. Їх присутність 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. Враховуючи також шкідливість даних чинників необхідно передбачити певні заходи щодо їх зниження.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо покращення ефективних показників дизель-генераторної установки, номінальною потужністю 40 кВт, спроектованого на базі прототипу 8Ч 9,5/10, за рахунок вдосконалення системи подачі палива.

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 8Ч 9,5/10. 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 проаналізовано принципи роботи штатної паливної системи. Було виявлено її ключові переваги та недоліки. Надано рекомендації та пропозиції щодо її вдосконалення. Вирішення проблеми керування процесом корекції циклової порції в потрібний момент та заданої тривалості, реалізовано за рахунок впровадження паливного клапану відсічки палива з електронно-механічним приводом. Введення в штатну паливну систему принципу керування на базі зворотного зв'язку дало можливість безпосередньо впливати на протікання процесу паливоподачі, що в кінцевому результаті дало можливість підвищити ефективність роботи двигуна в цілому.

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 142.44.23.05.ПЗ	Аркуш
						75
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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. Е.А. Лазарев, А.Ю. Салов, А.Н. Помаз / Функциональные особенности и параметры системы эжекционного охлаждения наддувочного воздуха в дизеле / Вестник ЮУ УрГУ. Серия "Машиностроение", 2014., Т14., №1, стр. 17 - 25

6. 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.

7. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997.

8. Система стандартів безпеки праці

					ПННІ НУК 142.44.23.05.ПЗ	Аркуш
						76
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		