

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Первомайський навчально науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

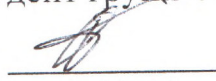
«__» _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

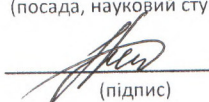
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Підвищення надійності роботи дизельного двигуна, потужністю 2900 кВт, за рахунок системи контролю параметрів паливної апаратури.
Прототип 16ЧН 25/27.

Виконав: студент групи 44-ЕМ-23

 **Лушащенко В.О.**
(підпис)

Керівник роботи:

старший викладач
(посада, науковий ступень, вчене звання)
 **Швець І.А.**
(підпис)

Первомайськ - 2025 р.

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

Факультет – Інженерно-економічний

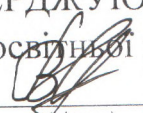
Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»

Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми


_____ (підпис)

« ____ » _____ 2025 р.

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

Студенту Лупашенко В'ячеславу Олександровичу

1. Тема роботи: «Підвищення надійності роботи дизельного двигуна, потужністю 2900 кВт, за рахунок системи контролю параметрів паливної апаратури. Прототип 16ЧН 25/27»

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.25 за № 23.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 12.05.25 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 16ЧН 25/27, номінальною потужністю 2208 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. Розробка системи контролю параметрів паливної апаратури.

Розділ 4. Організація охорони праці та захист навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Стаціонарна електростанція (ГК) 2. Двигун 16ЧН 25/27 (СК),

3. Схема системи контролю (ПС). 4 Датчик (ГК).

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «10» лютого 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

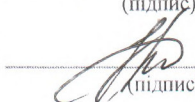
Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітки
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	10.02.2025	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	24.02.2025	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	10.03.2025	
4.	Розробка системи електронного контролю	14.03.25	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	31.03.2025	
6.	Робота з кресленням установки для двигуна	11.04.25	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	14.04.2025	
8.	Робота з кресленням системи контролю	25.04.25	
9.	Робота з кресленням монтажу датчика	28.04.2025	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	9.05.25	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2025	

Студент


(підпис)

Лупащенко В.О.

Керівник роботи


(підпис)

Швець І.А.

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо покращення надійності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 2900 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 16ЧН 25/27 за рахунок системи контролю параметрів паливної апаратури.

В роботі описано об'єкт встановлення двигуна, яким є стаціонарна електростанція на базі дизель-генератора. Розглянуто та описано особливості конструкції та роботи двигуна-прототипу.

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

Розглянуто, та проаналізовано будову та умови роботи штатної паливної системи, а також зазначено її переваги та недоліки. Описано будову ключових елементів. Зазначено важливість моніторингу поточних параметрів гідродинамічного потоку з метою контролю як процесів що відбуваються в елементах паливної апаратури так і визначення поточного технічного стану паливної апаратури. Запропоновано конструктивне рішення що передбачає встановлення датчиків для контролю параметрів та стану паливної апаратури. Розраховано конструктивні та витратні параметри паливного насоса та форсунки.

Описано проблеми щодо шкідливого впливу спроектованого двигуна на навколишнє середовище під час роботи. Розраховано кількісні показники викидів токсичних компонентів спроектованого двигуна. Проаналізовано основні небезпеки що виникають час ремонту та експлуатації двигуна. Розраховано рівні шуму та вібрації спроектованого двигуна.

Ключові слова: стаціонарна електростанція, дизельний двигун, параметри робочого циклу, паливна система, система моніторингу, датчик, вібрація, шум.

Annotation

In the qualification work, in accordance with the task, a solution is proposed to improve the reliability of a stationary power plant with a capacity of 2900 kW, designed on the basis of a prototype engine 16CHN 25/27 by means of a system for monitoring the parameters of fuel equipment.

The paper describes the object of engine installation, which is a stationary power plant based on a diesel generator. The design and operation features 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 the forces and moments acting in the crank mechanism of the engine and the components of the external heat balance are determined.

The structure and operating conditions of the standard fuel system are considered and analyzed, as well as its advantages and disadvantages. The structure of key elements is described. The importance of monitoring the current parameters of the hydrodynamic flow in order to control both the processes occurring in the elements of the fuel equipment and to determine the current technical condition of the fuel equipment is noted. A constructive solution is proposed that provides for the installation of sensors to monitor the parameters and condition of fuel equipment. The design and flow parameters of the fuel pump and injector are calculated.

The problems regarding the harmful effects of the designed engine on the environment during operation are described. Quantitative emissions of toxic components of the designed engine are calculated. The main hazards that arise during engine repair and operation are analyzed. The noise and vibration levels of the designed engine are calculated.

Keywords: stationary power plant, diesel engine, operating cycle parameters, fuel system, monitoring system, sensor, vibration, noise.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ОПИС ДВИГУНА-ПРОТОТИПУ ТА ОБ'ЄКТУ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ	10
1.1. Опис установки та обґрунтування вибору генератору	10
1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу	14
1.3 Висновки по розділу	20
РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА	21
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	21
2.2. Розрахунок та побудова індикаторної діаграми	34
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	41
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	49
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна-прототипу та висновки по розділу	55
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ КОНТРОЛЮ ПАРАМЕТРІВ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ	57
3.1. Опис будови та роботи штатної паливної системи дизеля	57
3.2. Розрахунок параметрів паливної апаратури	66
3.3 Опис системи моніторингу та контролю поточних параметрів паливної апаратури дизеля	72
3.4 Висновки по розділу	75
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	76
4.1. Захист навколишнього середовища	76
4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	80
4.3 Висновки по розділу	82

					<i>ПННІ НУК 142.44.25.19.ПЗ</i>		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив		<i>Лцпащенко</i>			<i>Пояснювальна записка</i>		
Перевірив		<i>Швець І.А.</i>					
Н. Контр.		<i>Швець І.А.</i>					
Затвердив.		<i>Нестеренко</i>					
					Лит.	Аркуш	Аркушів
						6	
					<i>ПННІ НУК</i>		

ВИСНОВКИ	83
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	84
ДОДАТКИ	
Додаток 1 Специфікація електростанція	
Додаток 2 Специфікація двигун 16ЧН 25/27	
Додаток 3 Специфікація кріплення датчику	

					ПННІ НУК 142.44.25.19.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		7

ВСТУП

Однією з головних проблем сучасної енергетики та транспорту є забезпечення надійності і ефективності роботи дизельних двигунів, особливо високопотужних, таких як дизельні двигуни. Дизельні двигуни широко використовуються в різноманітних галузях, включаючи енергетичні установки, морський транспорт, промисловість, а також як резервні джерела енергії. Висока потужність та складність таких систем вимагають постійної уваги до їхньої роботи і контролю параметрів для забезпечення безперервної та стабільної експлуатації.

Надійність роботи дизельного двигуна в значній мірі залежить від коректної роботи його складових частин, зокрема паливної апаратури, яка має вирішальне значення для стабільної роботи двигуна в умовах різноманітних навантажень. Від належного функціонування паливної системи залежить не лише ефективність використання пального, але й робочі характеристики двигуна, такі як потужність, економічність, а також довговічність і збереження робочих ресурсів двигуна. Одним із ключових аспектів, який визначає стабільність роботи цієї системи, є контроль та моніторинг параметрів паливної апаратури.

У сучасних дизельних двигунах широко застосовуються різноманітні технології для забезпечення належного контролю за параметрами паливної апаратури, зокрема системи моніторингу, які дозволяють в режимі реального часу відслідковувати зміни в роботі системи живлення та виявляти відхилення від нормальних значень. Застосування автоматизованих систем контролю є важливим кроком для підвищення надійності і безпеки роботи дизельних установок.

Вирішення проблем, пов'язаних з експлуатацією дизельних двигунів великої потужності, методи оптимізації роботи паливної системи, а також способи їх моніторингу для контролю з метою забезпечення безпечної та ефективної роботи дизельних установок і є на сьогодні **актуальним завданням**.

Мета роботи: полягає у покращенні надійності дизельного двигуна, потужністю 2900 кВт, спроектованого на базі 16ЧН 25/27 за рахунок системи контролю параметрів паливної апаратури.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.19.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		8

Завдання які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

- розглянути та описати будову стаціонарної електростанції;
- 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;
- проаналізувати та описати умови роботи двигуна та розглянути особливості роботи його систем. Розглянути штатну паливну систему, та виявити її переваги та недоліки. Розглянуто особливості роботи паливної системи, та зазначити необхідність контролю її поточних параметрів. Запропонувати нове конструкторське рішення системи контролю та моніторингу параметрів системи паливної апаратури. Визначити геометричні та витратні параметри насоса та форсунки.
- проаналізувати фактори шкідливого впливу проектного двигуна на навколишнє середовище, та визначити можливі небезпеки які можуть виникнути під час експлуатації або обслуговування двигуна, та надати рекомендації щодо їх знешкодження;
- представити запропоновані технічні рішення в графічній частині записки та на слайдах.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси, що відбуваються в паливній системі дизельного двигуна, та оцінити їх вплив на надійність роботи двигуна в цілому.

Предметом розгляду в даній роботі є вирішення проблем пов'язаних з підвищенням надійності роботи дизельного двигуна за рахунок системи контролю параметрів паливної апаратури.

Апробацію результатів роботи здійснено на міжвузівській студентській науково-практичній конференції «Молодь, освіта, наука 2025» що проходила в квітні 2025 року в Первомайському навчально-науковому інституті НУК.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.19.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		9

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

1.1 Опис установки та обґрунтування вибору генератору

1.1.1 Основне призначення дизель-генераторів полягає в забезпеченні електроенергією регіонів, що віддалені від централізованих енергосистем, а також у виконанні функцій резервного джерела живлення для підприємств з безперервними технологічними процесами та об'єктів, що часто зазнають перебоїв в електропостачанні. Установлення дизель-генераторних установок проводиться на стаціонарних електростанціях у спеціальних приміщеннях, які мають систему опалення та вентиляції, на бетонному фундаменті. Відповідно до вимог замовника, можливе їх встановлення разом з необхідним обладнанням на спільному підрамнику для роботи на пересувному фундаменті в утеплених контейнерах типу «Північ».

Крім цього, дизель-генератори можуть бути встановлені на автомобільних або залізничних платформах, спеціальних санях чи плавучих понтонах. Такі установки здатні працювати як автономно, так і в складі загальної мережі, з'єднуючись як з іншими аналогічними агрегатами, так і безпосередньо з електричною мережею. Дизель-генератори демонструють високу надійність при експлуатації в різноманітних кліматичних умовах – від холодних до жарких, сухих та вологих, включаючи тропічний та морський клімат, а також здатні функціонувати в широкому діапазоні барометричних тисків, зокрема у високогірних районах.

Дизель-генератор 2Д70 являє собою шістнадцяти циліндровий V-подібний чотиритактний двигун з струминним розпилюванням палива, газотурбінним наддувом та проміжним охолодженням повітря. Він є силовою установкою для приводу в дію генератора. Двигун та генератор змонтовані на загальній піддизельній рамі зварної конструкції та з'єднані між собою пластинчастою муфтою.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.19.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 1.1 - Технічні характеристики дизель-генератора:

Номінальна потужність:	2100 кВт
Частота обертання:	1000 об/хв
Рід струму:	3-фазний, змінний
Частота струму:	50 Гц
Напруга на клеммах:	400, 6300, 10500 В
Двигун:	чотиритактний, рядний, вертикальний, тронковий, з газотурбінним наддувом та охолодженням наддувального повітря.
Тип двигуна:	дизель
Номінальна потужність:	2208 кВт
Максимальна потужність:	2320 кВт
Число циліндрів:	16
Діаметр поршня:	250 мм
Хід поршня:	270 мм
Середній рівень звукового тиску:	99 дБА
Тип системи збудження:	безщіткова

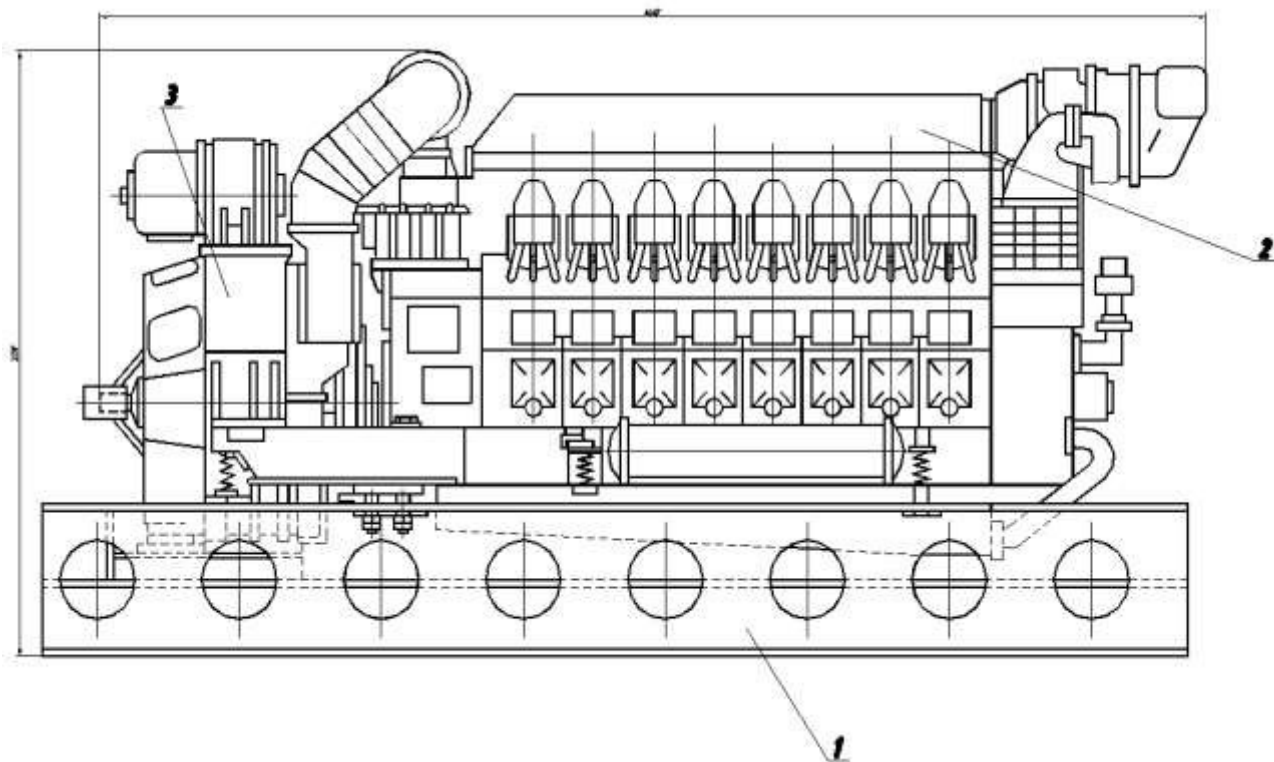


Рис. 1.1 – Дизель-генератор на базі 16ЧН 25/27

1.1.2 Обґрунтування вибору генератору для двигун-генераторної установки

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

$P_e = 2900$ кВт - номінальна ефективна потужність двигуна;

$U_H = 380$ В - номінальна лінійна напруга;

$n_H = 1000$ 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 $\eta_{\Pi} = (0,96...0,99)$

$$P'_{ген} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 2900 \cdot 0.985 = 2856.5$$

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.

$$P_H = \frac{P'_{ген}}{\cos\varphi} = \frac{2856.500}{0.850} = 3360.588$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{H.\phi} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{3360.588 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 5105.886$$

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] $k_{ерс} = (1,05...1,1)$

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 3360.588 \cdot 1.080 = 3629.435$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{3629.435 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 5514.356$$

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

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 3629.435 \cdot 1.1 = 3992.379$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{3992.379 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 6065.792$$

Число пар полюсів генератора

$$p = \frac{60 \cdot f}{n_H} = \frac{60 \cdot 50}{1000} = 3$$

Таким чином, на основі отриманих результатів обираємо генератор моделі 1А-2900/1000, на базі якого буде створено двигун-генераторну установку моделі ДвГА - 2900.

1.2. Опис конструкції двигуна-прототипу.

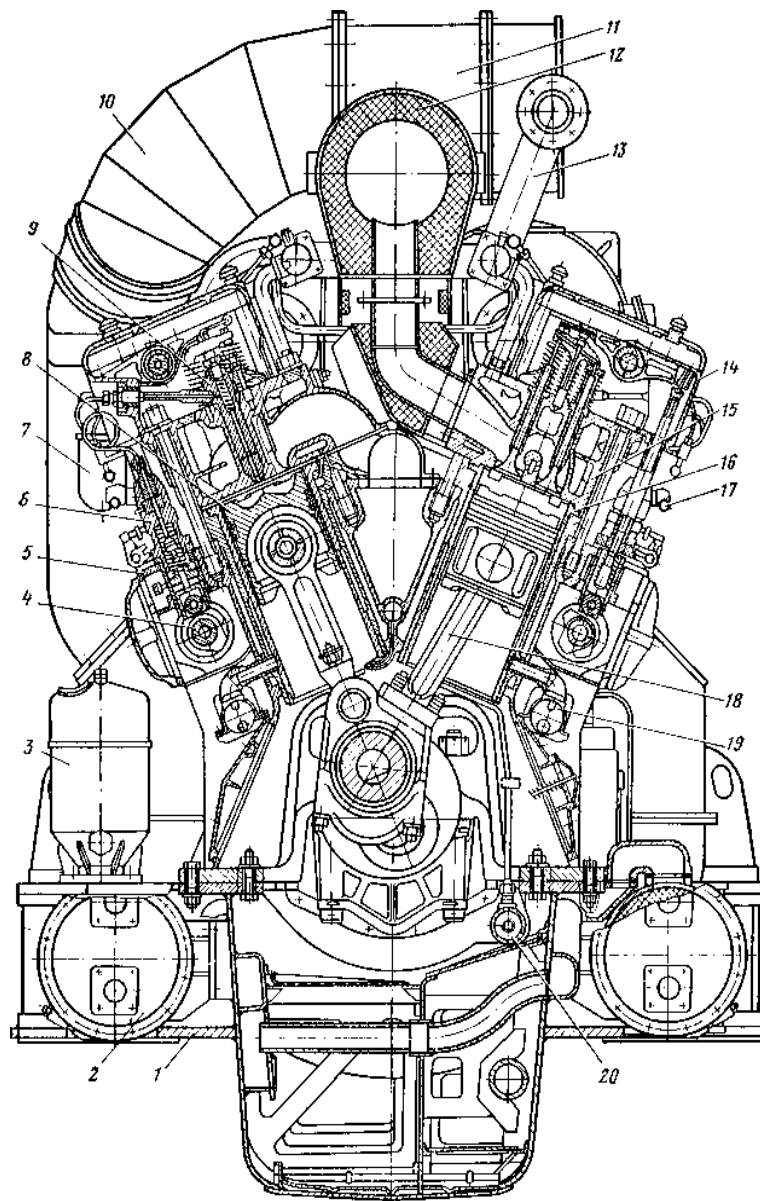


Рис. 1.2 – Поперечний переріз дизельного двигуна 2Д70

Дизель генератор 2Д70 являє собою шістнадцяти циліндровий V-подібний чотиритактний двигун з безпосереднім вприскуванням палива, газотурбінним наддувом і проміжним охолодженням. Двигун і генератор змонтовані на загальній піддизельній рамі зварної конструкції і з'єднані між собою пластинчастою муфтою.

Блок дизельного двигуна сталевий, зварний, що складається з поперечних, поздовжніх і похилих бічних елементів. Поперечні пластини з привареними опорами корінних підшипників колінчастого валу ділять блок на дев'ять відсіків.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 14.2.44.25.19.ПЗ

Аркуш

14

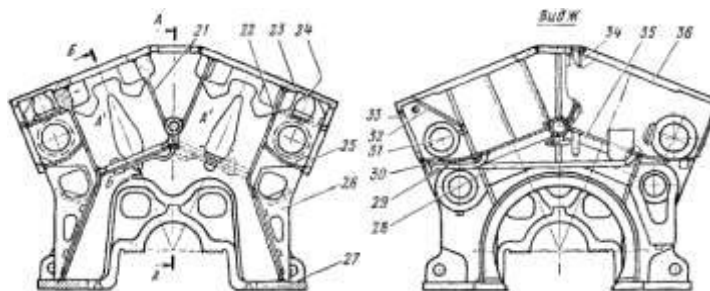


Рис. 1.3 – Рама дизельного двигуна 2Д70

У відсіках розташовані циліндри і кривошипно-шатунні механізми, а в дев'ятому - трансмісія приводів розподільних валів. Об'єм в розвал-сходженні агрегату використовується як ресивер наддувочного повітря. До зовнішніх бічних пластин приварені поперечні пластини з привареними опорами підшипників розподільних валів. На передньому торці агрегату змонтований агрегатний привід, комбінований регулятор, тахометр, повітроохолоджувачі і турбокомпресор.

Втулки циліндрів відливають зі спеціального чавуну, на втулку надягають литу сорочку, що утворює порожнину для циркуляції охолоджуючої води. Ущільнення між сорочкою і втулкою забезпечується розміщенням гумових кілець на циліндричній поверхні, і щільним приляганням на опорному хомуті. Отвори герметизуються гумовими кільцями.

Кришка циліндра відлита з чавуну. У середині кришки зроблені перегородки для розподілу потоків води з метою її рівномірного охолодження. У напрямних гільзах, запресованих в кришку, встановлені два впускних і два випускних клапана, а в середній частині встановлено отвір форсунки.

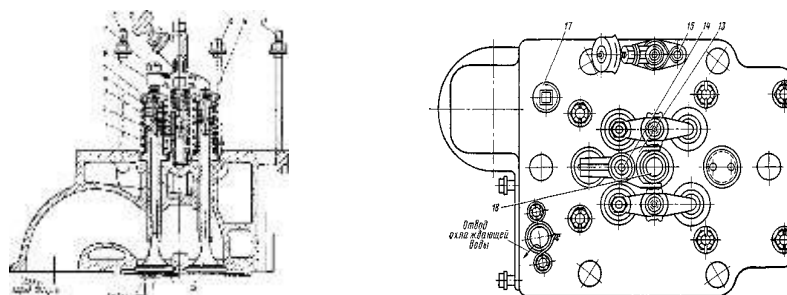


Рис. 1.4 – Кришка циліндра:

1 - направляюча втулка клапана; 2 - направляюча втулка з поперечним розташуванням; 3, 4 - судини; 5 - пластина; 6 - впускна траверса; 7 - бойок; 8, 10, 12, 14, 15 - шпильки; 9 - індикаторний клапан; 11 - хлоापка; 13 - кронштейн форсунки; 16 - впускний клапан; 17 - заглушка; 18 - сопло

Корпус приводу клапана і клапан-індикатор закріплені на верхній поверхні кришки. Кришка має шість наскрізних отворів для проходу шпильок до блоку і один отвір для зливу води в водяний колектор.

Колінчастий вал відлитий з високоміцного чавуну і має вісім шатунів і десять корінних шийок. На фланці між дев'ятим і десятим корінними підшипниками кріпиться конічна шестерня приводу розподільного валу. У передній частині вала встановлений антивібратор, а на торці - зубчаста муфта приводу допоміжних агрегатів. Шатунні та головні вкладиші виготовлені з біметалічної стрічки з антифрикційним шаром з високоолов'яного алюмінієвого сплаву.

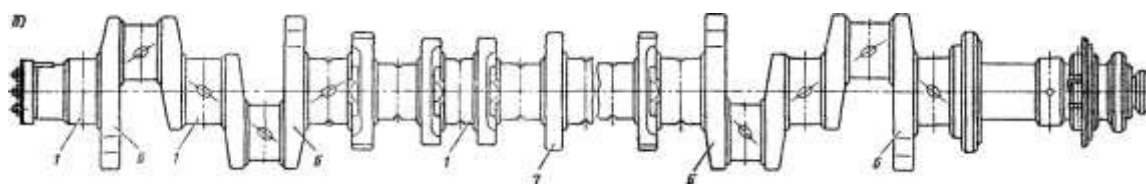


Рис. 1.5 – Колінчастий вал

а - колінчастий вал без противаг; б - колінчастий вал з противагами; 1 - основні опори; 2 - фланець; 3 - масляний дефлектор; 4 - зубчаста напівмуфта; 5 - ключ маточини антивібратора; 6 - противаги зовнішніх секцій вала; 7 - противаги,

Поршень алюмінієвий, литий зі сталевим кільцевим тримачем. У верхній частині поршня є три компресійних кільця і два маслосника. У бобишках поршнів розміщений плаваючий палець.

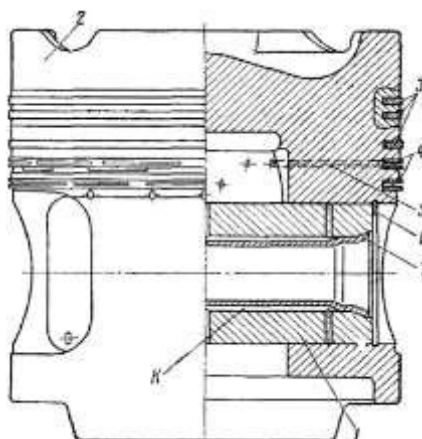


Рис. 1.6 – Поршень дизеля 2Д70:

1 - палець; 2 - головка поршня; 3 - компресійні кільця; 4 - масляні кільця; 5 - подача масла; 6 - кільце; 7 – сорочка з поршневым штифтом; К - масляна порожнина

Шатуни сталеві, штамповані. Шатунний механізм складається з основного шатуна і причіпного шатуна. Втулки верхніх головок шатунів сталеві з бронзовим литтям.

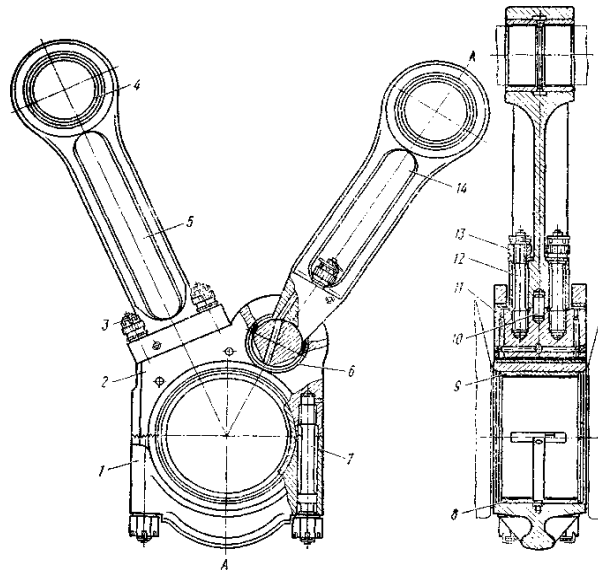


Рис. 1.7 – Шатуни

1 - нижня кришка шатуна, 2 - верхня кришка шатуна, 3, 7, 12 шпильки, 4 - підшипник верхньої головки, 5 - корінний шатун, 6 - втулка шатуна причепа, 8 нижній вкладиш, 9 - верхній вкладиш, 10 - штифт, 11 - причіпний шатунний палець; 13 - замок, 14 - причіпний шатун

Двигун має два розподільних вали, механізм фаз газорозподілу і привід паливного насоса. Кожен вал обертається в одинадцяти сталевих підшипниках, заповнених бабітами. Клапани приводяться в дію кулачками розподільного валу через штовхачі штоків і важіль.

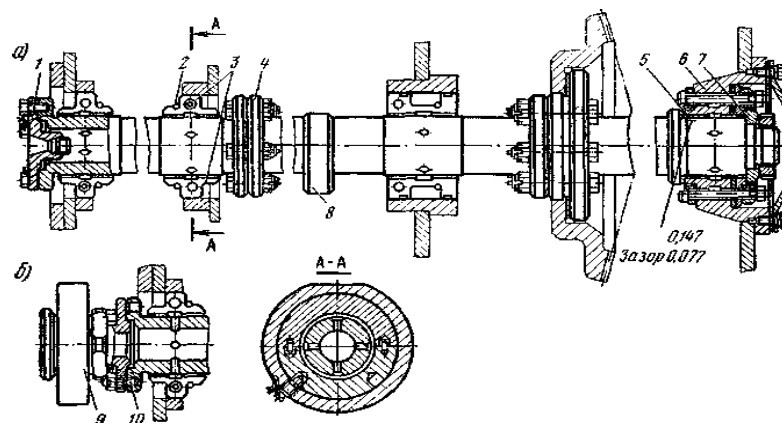


Рис. 1.8 – Розподільний вал

1 - фланець приводу тахометра; 2 - пружинне кільце; 3 - вкладиш; 4 - фланець; 5 - контактний підшипник; 6 - корпус підшипника; 7 - п'ята підшипника; 8-кулачковий кулачок; 9 - граничний регулятор; 10 - шпилька кріплення корпусу граничного регулятора

Випускні колектори не охолоджуються і покриваються шаром теплоізоляції. На двигуні немає нагрітих відкритих місць, які можуть спричинити пожежу.

Для наддуву дизеля використовувався турбокомпресор ТК-38В-43 з підсилювачем тиску 2,55 і зниженою частотою обертання ротора 17 800 об / хв. Цей турбокомпресор не дозволяв використовувати шумоглушник на вихлопі дизеля, що використовується для дизельного генератора 1А-9ДГ, тому на локомотиві встановлювалася тільки вихлопна труба з іскро гасінням, а це спричинило за собою зміну конструкції даху кузова. З цієї ж причини дещо змінено встановлення дизельних повітроочисників.

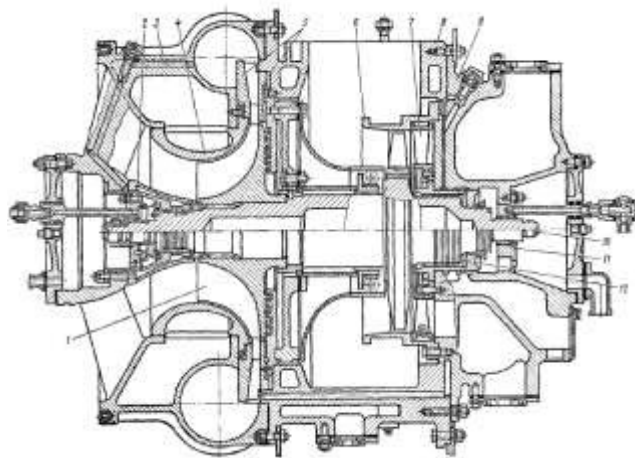


Рис. 1.9 – Турбокомпресор ТК-38В

Масляний насос дизель-генератора шестеренчастого типу 2Д70 зі швидкістю потоку 95 000 л/год забирає гаряче масло з відсіку, розташованого в рамі дизеля, і подає його на два охолоджувачі, звідки масло надходить в холодний масляний відсік, з якого масло подається в холодний масляний відсік шестеренчастим насосом високого тиску з подачею 75 000 л/год для змащення дизеля через сітчастий фільтр грубої очистки з розміром осередків 100 мкм. Для циркуляції охолоджувальної води використовуються відцентрові двигуни, масляні та наддувочні водяні насоси зі швидкістю потоку 100 000 л/год за нормальних умов.

Насос дизельного палива плунжерний, з постійним ходом і регулюванням кількості подачі палива байпасом в кінці уприскування. Діаметр плунжера - 16 мм, хід плунжера - 22 мм. Патрубок закритого типу з пусковим тиском $28 \pm 0,5$ МПа.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.19.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		18

Відцентровий обмежувач перекриває подачу палива при 1120-1160 об/хв. Інтегрований регулятор швидкості і потужності всережимний, відцентровий, непрямий, з гідравлічним серводвигуном, ізодромним зворотним зв'язком, дистанційним електрогідравлічним і ручним управлінням, з автоматичним регулюванням потужності на всіх швидкісних режимах через індуктивний датчик, включений в ланцюг управління збудженням тягового генератора.

Електрична схема тепловоза з дизельним двигуном 2Д70 відрізняється тільки електричною схемою пуску дизель-генератора і установкою вихідної коробки дизель-генератора.

Різниця в розмірах габариту дизель-генераторів 2Д70 і 1А-9ДГ призвела до відмінностей в монтажі підлог навколо них. Сама установка дизельних генераторів також має деякі відмінності.

Основні технічні дані дизельного двигуна 2Д70:

Умовне позначення дизельного генератора	2Д70
Спосіб підключення дизельного двигуна до генератора	пружною пластинчастою муфтою
Маса сухого дизель-генератора з навісними агрегатами, т	25±2%
Позначення дизеля	16 ЧН 25/27
Потужність дизеля в нормальних умовах, кВт (к.с.)	2250 (3060)
Номінальна частота обертання, об/хв	1000±10
Найнижча стійка швидкість, об/хв	350±20
Напрямок обертання дизель-генератора з боку генератора	за годинниковою стрілкою
Кількість циліндрів, шт.	16
Порядок роботи циліндрів	1 л - 8п - 6 л - 3 - 7 л - 2п - 4 л - 5п - 8 л - 1п - 3л - 6п - 2 л - 7п - 5 л - 4п
Діаметр циліндра, мм	250
Хід лівого ряду, мм	270
Хід правого ряду, мм	278
Об'єм циліндрів двигуна, дм ³	215
Максимальний тиск згоряння при нормальних умовах, МПа	11,7
Тиск наддуву, МПа	0,145-0,155

					ПННІ НУК 14.2.44.25.19.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		19

Питома ефективна витрата палива при номінальній потужності та нормальних умовах г/(кВтгод)	204 ±5%
Температура масла на виході з дизеля, К (°C):	
рекомендована	333-343 (60-70)
максимально допустима	358 (85)
Тиск масла на вході в дизель, МПа (кгс/см ²):	
при номінальній частоті обертання	0,4 (4)
при найнижчій швидкості	0,1 (1)
Температура води на виході з дизеля, К (°C):	
Рекомендуємо	348-358 (75-85)
Максимально допустима	368 (95)
Розрідження в картері дизеля при роботі під навантаженням, Па (мм вод. ст.):	
над шостою позицією контролера драйвера	
Нижче шостого положення допускається тиск	0-600 (0-60)
	50 (5)
Габаритні розміри дизеля, мм:	
довжина:	5090
ширина	1608
висота (до осі колінчастого валу)	1960

1.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто призначення та будову об'єкту встановлення проектного двигуна, яким є стаціонарна електростанція на базі 16ЧН 25/27. Описано особливості його будови та задачі які він виконує під час роботи.

Крім того розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принципи функціонування та призначення його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено двигун-прототип з точки зору підвищення надійності його роботи та покращення його вихідних техніко-економічних показників, установки на різних режимах роботи.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.19.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		20

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 2900$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 1000$
Ступінь стиску,	$\epsilon = 15$
Число циліндрів	$i = 16$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 1.80$
Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа	$p_B = 220$
Тиск навколишнього середовища, кПа	$p_a = 101.3$
Температура навколишнього середовища, К	$T_a = 293$
Підігрів свіжого заряду, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$\Delta T = 10$
Тиск залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в кПа	$p_r = 230$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$T_r = 800$
Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо, згідно [1, ст. 9]	$\lambda = 1.5$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi_Z = 0.88$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi = 0.98$
Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015	

2.1.3 Параметри процесу газообміну

Температура повітря після нагнітача, в К

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

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

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{220}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 391.9$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

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

де $\Delta T_{int} = 60$ К - перепад температури в охолоджувачі, (вибирається з діапазону $\Delta T_{int} = 10 - 70$ К)

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 391.9 - 60 = 331.9$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

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

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 220 - 3 = 217$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

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

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 220 = 209$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_B - \Delta T_{int}}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{391.9 - 60}{800} \cdot \frac{230}{15 \cdot 209 - 230} = 0.03$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\gamma_r = (0,03...0,06)$, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_B - \Delta T_{int} + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{391.9 - 60 + 0.03 \cdot 800}{1 + 0.03} = 346.78$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_d = (310...400)$ К, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_B} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{15}{15 - 1} \cdot \frac{209}{220} \cdot \frac{331.898}{346.784 \cdot (1 + 0.033)} = 0.943$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\Phi_c = (0,80...0,98)$, згідно [1, ст. 12].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}} = \frac{217 \cdot 10^3}{287 \cdot 331.898} = 2.278$$

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

$$\Delta \rho_a = \rho_{int} - \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = 2.278 - \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 1.073$$

2.1.4 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.372$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 209 \cdot 15^{1.372} = 8585.063$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура в кінці стиску, в К

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1 - 1} = 346.78 \cdot 15^{1.372 - 1} = 949.65$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Середня мольна теплоємність повітря

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 949.654 = 22.385$$

2.1.5 Параметри процесу згоряння

Середній елементарний склад палива:

$C = 0.86$ - вміст вуглецю;

$H = 0.13$ - вміст водню;

$O = 0.01$ - вміст кисню;

$S = 0$ - вміст сірки;

$W = 0$ - вміст води;

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

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

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

Параметри робочого тіла

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

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

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

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

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

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1.8 \cdot 0.495 = 0.89$$

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

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (1.8 - 1) \cdot 0.495 = 0.083$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 1.8 \cdot 0.495 = 0.703$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.083 \\ 0.703 \end{pmatrix} = 0.923$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.923}{0.89} = 1.037$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,033...1,040)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.037 + 0.033}{1.000 + 0.033} = 1.036$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\beta_0 = (1,030...1,038)$, згідно [1, ст. 17].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.923} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.083 \cdot 23.3 \\ 0.703 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.31$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{0.923} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.0831 \cdot 0.0015 \\ 0.7032 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.31 + 8.314 = 31.624$$

$$b' = b = 0.00182$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.5 \cdot 8585.063 = 12877.595$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Максимальну температуру циклу в К визначимо з рівняння

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

Після підстановки отримаємо квадратне рівняння:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00182 \cdot 1.03569 = 0.00188$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.624 \cdot 1.036 = 32.753$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.88 \cdot 4.245 \times 10^4}{0.89 \cdot (1 + 0.033)} = 4.063 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.385 + 8.314 \cdot 1.5) \cdot 949.654 = 3.31 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 40627.939 + 33101.322 = 73729.26$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.753^2 + 4 \cdot 1.883 \times 10^{-3} \cdot 7.373 \times 10^4 = 1.628 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.753 + \sqrt{1627.967}}{2 \cdot 0.002} = 2017.186$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.036 \cdot 2.017 \times 10^3}{1.5 \cdot 949.654} = 1.467$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Доля попереднього розширення робочого тіла від довжини всього процесу

$$\Delta \rho = \frac{\rho}{\epsilon} = \frac{1.467}{15} = 0.098 \quad \text{або у \%} \quad \Delta \rho \cdot 100 = 9.777$$

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1.467} = 10.228$$

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

$$n_2 = 1.207$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{12877.595}{10.228^{1.207}} = 778.106$$

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

Температура в кінці розширення, в К

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2017.186}{10.228^{1.207-1}} = 1246.588$$

Для дизельних двигунів з наддувом $T_b = (1000 \dots 1250)$ К, згідно [1, ст. 18].
Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1246.588}{\sqrt[3]{\frac{778.106}{230}}} = 830.397$$

Перевірка

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|800 - 830.397|}{800} \cdot 100 = 3.8 \quad \%$$

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

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.5 \cdot (1.467 - 1) = 0.7$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.5 \cdot 1.467}{1.207 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10.228^{1.207 - 1}} \right) = 4.06$$

$$C = \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) = \frac{1}{1.372 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{15^{1.372 - 1}} \right) = 1.707$$

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{8585.063}{15 - 1} \cdot [0.7 + (4.06 - 1.707)] = 1872.373$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.98 \cdot 1872.373 = 1834.926$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_{int}} = \frac{1.8 \cdot 14.317 \cdot 1834.926}{0.943 \cdot 42447.806 \cdot 2.278} = 0.518$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_{H.p}} = \frac{3600}{0.518 \cdot 42447.806} = 0.164$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.8 Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср})$$

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

$s_{пр} = 0.27$ м - хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = \frac{s_{пр} \cdot n}{30} = \frac{0.27 \cdot 1000}{30} = 9 \text{ м/с} - \text{середня швидкість поршня};$$

$$p_M = (88 + 11.8 \cdot V_{п.ср}) = 88 + 11.8 \cdot 9 = 194.2$$

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1834.926 - 194.2 = 1640.726$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{1640.726}{1834.926} = 0.894$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_M = (0,80...0,92)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.518 \cdot 0.894 = 0.464$$

Для дизельних двигунів з наддувом $\eta_e = (0,4...0,52)$, згідно [1, ст. 20].

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.464 \cdot 42447.806} = 0.183$$

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

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.183 \cdot 2.9 \times 10^3 = 530.528$$

2.1.9 Основні розміри циліндру і двигуна

Літраж двигуна, в л

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

де $\tau = 4$ - коефіцієнт тактності

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{2900 \cdot 10^3}{1640.726 \cdot 1000} = 212.101$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{212.101}{16} = 13.256$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

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

$$m = \frac{s_{пр}}{d_{пр}} = \frac{0.27}{0.25} = 1.08 \quad - \text{співвідношення ходу до діаметру}$$

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 13.256}{\pi \cdot 1.08}} = 250.017$$

$$\text{або в м} \quad d_p \cdot 10^{-3} = 0.25$$

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.08 \cdot 250.017 = 270.019$$

$$\text{або в м} \quad s_p \cdot 10^{-3} = 0.27$$

2.1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Приймаємо наступні геометричні розміри циліндру:

діаметр циліндру

$$d' = 250 \text{ мм}$$

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

хід поршня

$$s' = 270 \text{ мм}$$

$$\text{або в м } s = s' \cdot 10^{-3} = 270 \cdot 10^{-3} = 0.27$$

Літраж двигуна, в л

$$V_{st} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot i}{4} \cdot 10^3 = \frac{\pi \cdot 0.25^2 \cdot 0.27 \cdot 16}{4} \cdot 10^3 = 212.058$$

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \tau \cdot 10^3} = \frac{1640.726 \cdot 212.058 \cdot 1000}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 2899.401$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

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

$$\text{де } P_{e.cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{2.899 \times 10^3 + 2.9 \times 10^3}{2} = 2.9 \times 10^3$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100 = \frac{|2899.401 - 2900|}{2899.701} \cdot 100 = 0.021 \text{ \%},$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

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

Робочий об'єм циліндру, в м³

$$V_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.25^2}{4} \cdot 0.27 = 0.013$$

Об'єм камери згоряння, в м³

$$V_c = \frac{V_s}{(\epsilon - 1)} = \frac{0.013}{15 - 1} = 9.467 \times 10^{-4}$$

Повний об'єм циліндру, в м³

$$V_a = V_s + V_c = 0.013 + 9.467 \times 10^{-4} = 0.014$$

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 9.467 \times 10^{-4} \cdot 1.467 = 1.388 \times 10^{-3}$$

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

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

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

Величина зміни надпоршневого простору може бути обчислена за формулою

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

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

на ділянці впуску:

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

$$p(\varphi) = p_d$$

на ділянці стиску:

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

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

на ділянці попереднього розширення:

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

на ділянці подальшого розширення:

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

на ділянці випуску:

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

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

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

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00095$	$p(0) = 209$	$V(180) = 0.0142$	$p(180) = 209$
$V(10) = 0.00107$	$p(10) = 209$	$V(190) = 0.01413$	$p(190) = 210.526$
$V(20) = 0.00145$	$p(20) = 209$	$V(200) = 0.0139$	$p(200) = 215.222$
$V(30) = 0.00205$	$p(30) = 209$	$V(210) = 0.01352$	$p(210) = 223.459$
$V(40) = 0.00285$	$p(40) = 209$	$V(220) = 0.013$	$p(220) = 235.912$
$V(50) = 0.00381$	$p(50) = 209$	$V(230) = 0.01233$	$p(230) = 253.661$
$V(60) = 0.0049$	$p(60) = 209$	$V(240) = 0.01152$	$p(240) = 278.373$
$V(70) = 0.00606$	$p(70) = 209$	$V(250) = 0.01059$	$p(250) = 312.606$
$V(80) = 0.00725$	$p(80) = 209$	$V(260) = 0.00955$	$p(260) = 360.353$
$V(90) = 0.00842$	$p(90) = 209$	$V(270) = 0.00842$	$p(270) = 428.004$
$V(100) = 0.00955$	$p(100) = 209$	$V(280) = 0.00725$	$p(280) = 526.128$
$V(110) = 0.01059$	$p(110) = 209$	$V(290) = 0.00606$	$p(290) = 672.883$
$V(120) = 0.01152$	$p(120) = 209$	$V(300) = 0.0049$	$p(300) = 900.749$
$V(130) = 0.01233$	$p(130) = 209$	$V(310) = 0.00381$	$p(310) = 1270.033$
$V(140) = 0.013$	$p(140) = 209$	$V(320) = 0.00285$	$p(320) = 1894.817$
$V(150) = 0.01352$	$p(150) = 209$	$V(330) = 0.00205$	$p(330) = 2981.059$
$V(160) = 0.0139$	$p(160) = 209$	$V(340) = 0.00145$	$p(340) = 4803.198$
$V(170) = 0.01413$	$p(170) = 209$	$V(350) = 0.00107$	$p(350) = 7230.177$
$V(360) = 0.00095$	$p(360) = 8585.063$	$V(540) = 0.0142$	$p(540) = 778.106$
$V(370) = 0.00107$	$p(370) = 12877.595$	$V(550) = 0.01413$	$p(550) = 230$
$V(380) = 0.00145$	$p(380) = 12265.904$	$V(560) = 0.0139$	$p(560) = 230$

V(390) = 0.00205	p(390) = 8062.192	V(570) = 0.01352	p(570) = 230
V(400) = 0.00285	p(400) = 5411.503	V(580) = 0.013	p(580) = 230
V(410) = 0.00381	p(410) = 3805.937	V(590) = 0.01233	p(590) = 230
V(420) = 0.0049	p(420) = 2813.164	V(600) = 0.01152	p(600) = 230
V(430) = 0.00606	p(430) = 2176.524	V(610) = 0.01059	p(610) = 230
V(440) = 0.00725	p(440) = 1752.934	V(620) = 0.00955	p(620) = 230
V(450) = 0.00842	p(450) = 1461.85	V(630) = 0.00842	p(630) = 230
V(460) = 0.00955	p(460) = 1256.519	V(640) = 0.00725	p(640) = 230
V(470) = 0.01059	p(470) = 1.109×10^3	V(650) = 0.00606	p(650) = 230
V(480) = 0.01152	p(480) = 1.001×10^3	V(660) = 0.0049	p(660) = 230
V(490) = 0.01233	p(490) = 922.639	V(670) = 0.00381	p(670) = 230
V(500) = 0.013	p(500) = 865.598	V(680) = 0.00285	p(680) = 230
V(510) = 0.01352	p(510) = 825.272	V(690) = 0.00205	p(690) = 230
V(520) = 0.0139	p(520) = 798.45	V(700) = 0.00145	p(700) = 230
V(530) = 0.01413	p(530) = 783.102	V(710) = 0.00107	p(710) = 230

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 24537.719$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{2.454 \times 10^4}{0.013 \cdot 1 \times 10^3} = 1.851 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.851 \times 10^3 \cdot 0.98 = 1.814 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = 2 \cdot \frac{|p_{mi} - p_{mi.d}|}{(p_{mi} + p_{mi.d})} \cdot 100 = 2 \cdot \frac{|1.835 \times 10^3 - 1.814 \times 10^3|}{1.835 \times 10^3 + 1.814 \times 10^3} \cdot 100 = 1.126$$

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;

$r' = 10^\circ$ до ВМТ - точка відкриття впускного клапану;

$d' = 40^\circ$ після НМТ - точка закриття впускного клапану;

$b'' = 38^\circ$ до НМТ - точка відкриття випускного клапану;

$r'' = 12^\circ$ 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)

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 8.585 \times 10^3 = 1.03 \times 10^4$$

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 1.288 \times 10^4 = 1.288 \times 10^4$$

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	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 209$	$V(\varphi_r) = 9.467 \times 10^{-4}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 209$	$V(\varphi_d) = 0.014$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 8585.063$	$V(\varphi_c) = 9.467 \times 10^{-4}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 12877.595$	$V(\varphi_z) = 9.48 \times 10^{-4}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 778.106$	$V(\varphi_b) = 0.014$

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'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 3.787 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 1.719 \times 10^{-3}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 5.999 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.229 \times 10^{-3}$
z'	$\varphi_{z'} = 378$	$p(\varphi_{z'}) = 1.288 \times 10^4$	$V(\varphi_{z'}) = 1.352 \times 10^{-3}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 502$	$p(\varphi_{b''}) = 856.319$	$V(\varphi_{b''}) = 0.013$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 710$	$p(\varphi_{r'}) = 230$	$V(\varphi_{r'}) = 1.073 \times 10^{-3}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 12$	$p(\varphi_{r''}) = 209$	$V(\varphi_{r''}) = 1.128 \times 10^{-3}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 220$	$p(\varphi_{d'}) = 235.912$	$V(\varphi_{d'}) = 0.013$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 1.03 \times 10^4$	$V(\varphi_{c''}) = 9.467 \times 10^{-4}$
z _д	$\varphi_{zд} = 369$	$p_{zд} = 1.288 \times 10^4$	$V(\varphi_{zд}) = 1.049 \times 10^{-3}$

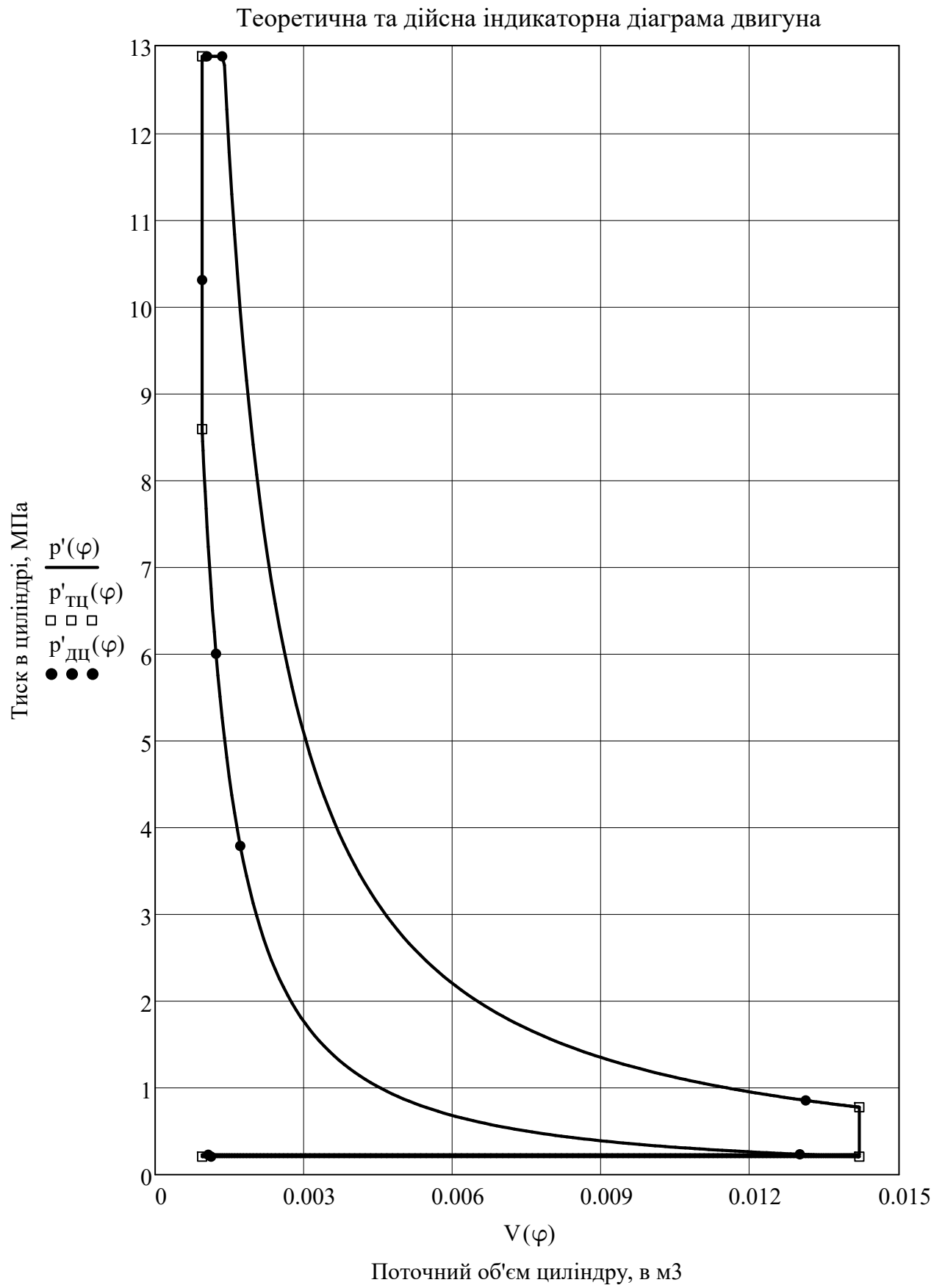


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

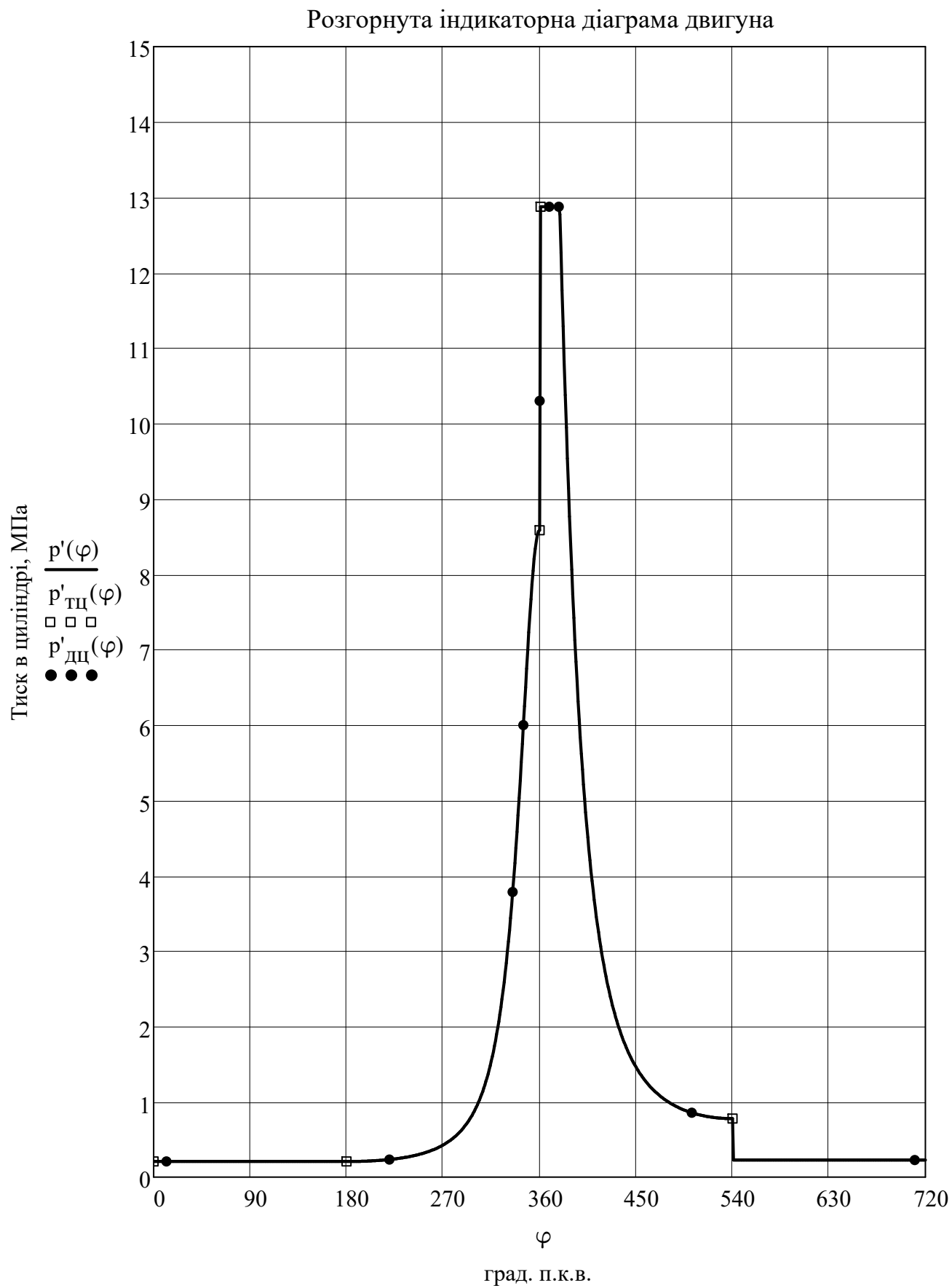


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

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

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

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

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

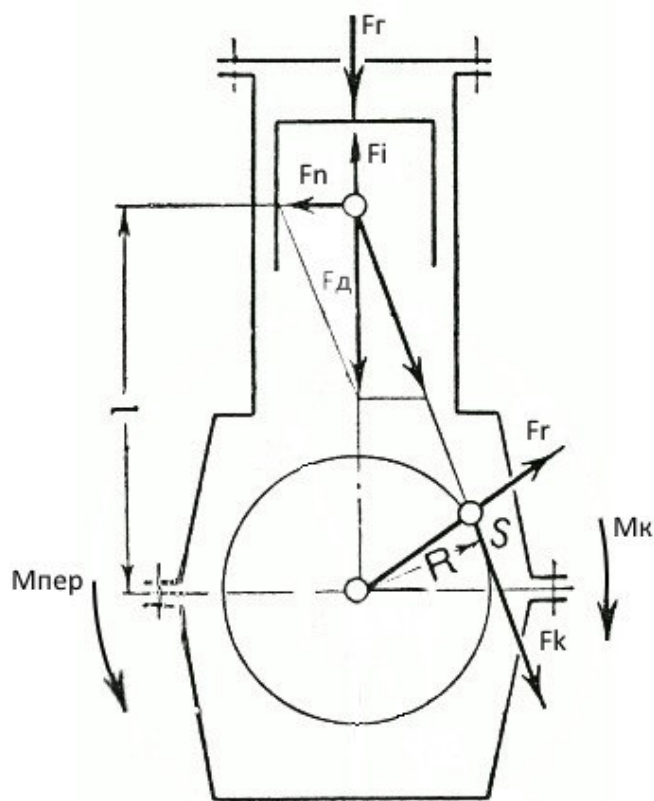


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 23.15$ кг - маса комплекту поршня

$m_{\text{Ш}} = 54.75$ кг - маса комплекту шатуна

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 23.15 + \frac{1}{3} \cdot 54.75 = 41.400$$

Радіус кривошипу, в м

$$r = \frac{s}{2} = \frac{0.27}{2} = 0.135$$

Довжина шатуна, в м

$$l_{\text{Ш}} = \frac{r}{\lambda_{\text{кр}}} = \frac{0.135}{0.256} = 0.527$$

Площа поршня, в м²

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

Кутова швидкість, в рад / с

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 1000}{30} = 104.72$$

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

Кут обертання колінчастого валу

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

Кут нахилу шатуна

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

Сили тиску газу

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

Сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально

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

Сумарна сила (дійсна)

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

Нормальна сила

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

Радіальна сила

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

Дотична сила

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

Крутий момент на валу двигуна

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

Момент опору до крутного моменту в опорах двигуна

$$M_{оп}(\varphi) = -M_k(\varphi)$$

Перекидний момент двигуна

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

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:
 Сили F_r , F_i та F_d обраховані в кН, крутний момент M_k розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_r(0) = 5.287$	$F_i(0) = -76.981$	$F_d(0) = -71.694$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 5.287$	$F_i(30) = -60.924$	$F_d(30) = -55.637$	$M_k(30) = -4.595$
$F_r(60) = 5.287$	$F_i(60) = -22.8$	$F_d(60) = -17.513$	$M_k(60) = -2.316$
$F_r(90) = 5.287$	$F_i(90) = 15.69$	$F_d(90) = 20.977$	$M_k(90) = 2.832$
$F_r(120) = 5.287$	$F_i(120) = 38.49$	$F_d(120) = 43.777$	$M_k(120) = 4.446$
$F_r(150) = 5.287$	$F_i(150) = 45.234$	$F_d(150) = 50.52$	$M_k(150) = 2.648$
$F_r(180) = 5.287$	$F_i(180) = 45.6$	$F_d(180) = 50.887$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 5.996$	$F_i(210) = 45.234$	$F_d(210) = 51.23$	$M_k(210) = -2.685$
$F_r(240) = 8.692$	$F_i(240) = 38.49$	$F_d(240) = 47.182$	$M_k(240) = -4.792$
$F_r(270) = 16.037$	$F_i(270) = 15.69$	$F_d(270) = 31.727$	$M_k(270) = -4.283$
$F_r(300) = 39.243$	$F_i(300) = -22.8$	$F_d(300) = 16.443$	$M_k(300) = -2.175$
$F_r(330) = 141.36$	$F_i(330) = -60.924$	$F_d(330) = 80.436$	$M_k(330) = -6.643$
$F_r(360) = 416.446$	$F_i(360) = -76.981$	$F_d(360) = 339.465$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 390.779$	$F_i(390) = -60.924$	$F_d(390) = 329.855$	$M_k(390) = 27.242$
$F_r(420) = 133.118$	$F_i(420) = -22.8$	$F_d(420) = 110.318$	$M_k(420) = 14.591$
$F_r(450) = 66.786$	$F_i(450) = 15.69$	$F_d(450) = 82.476$	$M_k(450) = 11.134$
$F_r(480) = 44.177$	$F_i(480) = 38.49$	$F_d(480) = 82.667$	$M_k(480) = 8.396$
$F_r(510) = 35.538$	$F_i(510) = 45.234$	$F_d(510) = 80.772$	$M_k(510) = 4.233$
$F_r(540) = 33.223$	$F_i(540) = 45.6$	$F_d(540) = 78.823$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 6.318$	$F_i(570) = 45.234$	$F_d(570) = 51.551$	$M_k(570) = -2.702$
$F_r(600) = 6.318$	$F_i(600) = 38.49$	$F_d(600) = 44.808$	$M_k(600) = -4.551$
$F_r(630) = 6.318$	$F_i(630) = 15.69$	$F_d(630) = 22.008$	$M_k(630) = -2.971$
$F_r(660) = 6.318$	$F_i(660) = -22.8$	$F_d(660) = -16.482$	$M_k(660) = 2.18$
$F_r(690) = 6.318$	$F_i(690) = -60.924$	$F_d(690) = -54.607$	$M_k(690) = 4.51$
$F_r(720) = 6.318$	$F_i(720) = -76.981$	$F_d(720) = -70.663$	$M_k(720) = 0.000$

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

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -71.694$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -7.181$	$F_r(30) = -44.593$	$F_k(30) = -34.037$	$M_{пер}(30) = 4.595$
$F_n(60) = -3.982$	$F_r(60) = -5.308$	$F_k(60) = -17.158$	$M_{пер}(60) = 2.316$
$F_n(90) = 5.555$	$F_r(90) = -5.555$	$F_k(90) = 20.977$	$M_{пер}(90) = -2.832$
$F_n(120) = 9.953$	$F_r(120) = -30.508$	$F_k(120) = 32.935$	$M_{пер}(120) = -4.446$
$F_n(150) = 6.52$	$F_r(150) = -47.012$	$F_k(150) = 19.614$	$M_{пер}(150) = -2.648$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -50.887$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -6.612$	$F_r(210) = -47.673$	$F_k(210) = -19.889$	$M_{пер}(210) = 2.685$
$F_n(240) = -10.727$	$F_r(240) = -32.881$	$F_k(240) = -35.497$	$M_{пер}(240) = 4.792$
$F_n(270) = -8.402$	$F_r(270) = -8.402$	$F_k(270) = -31.727$	$M_{пер}(270) = 4.283$
$F_n(300) = -3.738$	$F_r(300) = 4.984$	$F_k(300) = -16.109$	$M_{пер}(300) = 2.175$
$F_n(330) = -10.381$	$F_r(330) = 64.469$	$F_k(330) = -49.208$	$M_{пер}(330) = 6.643$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 339.465$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 42.572$	$F_r(390) = 264.377$	$F_k(390) = 201.796$	$M_{пер}(390) = -27.242$
$F_n(420) = 25.082$	$F_r(420) = 33.437$	$F_k(420) = 108.079$	$M_{пер}(420) = -14.591$
$F_n(450) = 21.842$	$F_r(450) = -21.842$	$F_k(450) = 82.476$	$M_{пер}(450) = -11.134$
$F_n(480) = 18.795$	$F_r(480) = -57.611$	$F_k(480) = 62.194$	$M_{пер}(480) = -8.396$
$F_n(510) = 10.425$	$F_r(510) = -75.163$	$F_k(510) = 31.358$	$M_{пер}(510) = -4.233$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -78.823$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -6.653$	$F_r(570) = -47.971$	$F_k(570) = -20.014$	$M_{пер}(570) = 2.702$
$F_n(600) = -10.188$	$F_r(600) = -31.227$	$F_k(600) = -33.711$	$M_{пер}(600) = 4.551$
$F_n(630) = -5.828$	$F_r(630) = -5.828$	$F_k(630) = -22.008$	$M_{пер}(630) = 2.971$
$F_n(660) = 3.747$	$F_r(660) = -4.996$	$F_k(660) = 16.148$	$M_{пер}(660) = -2.18$
$F_n(690) = 7.048$	$F_r(690) = -43.767$	$F_k(690) = 33.407$	$M_{пер}(690) = -4.51$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -70.663$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

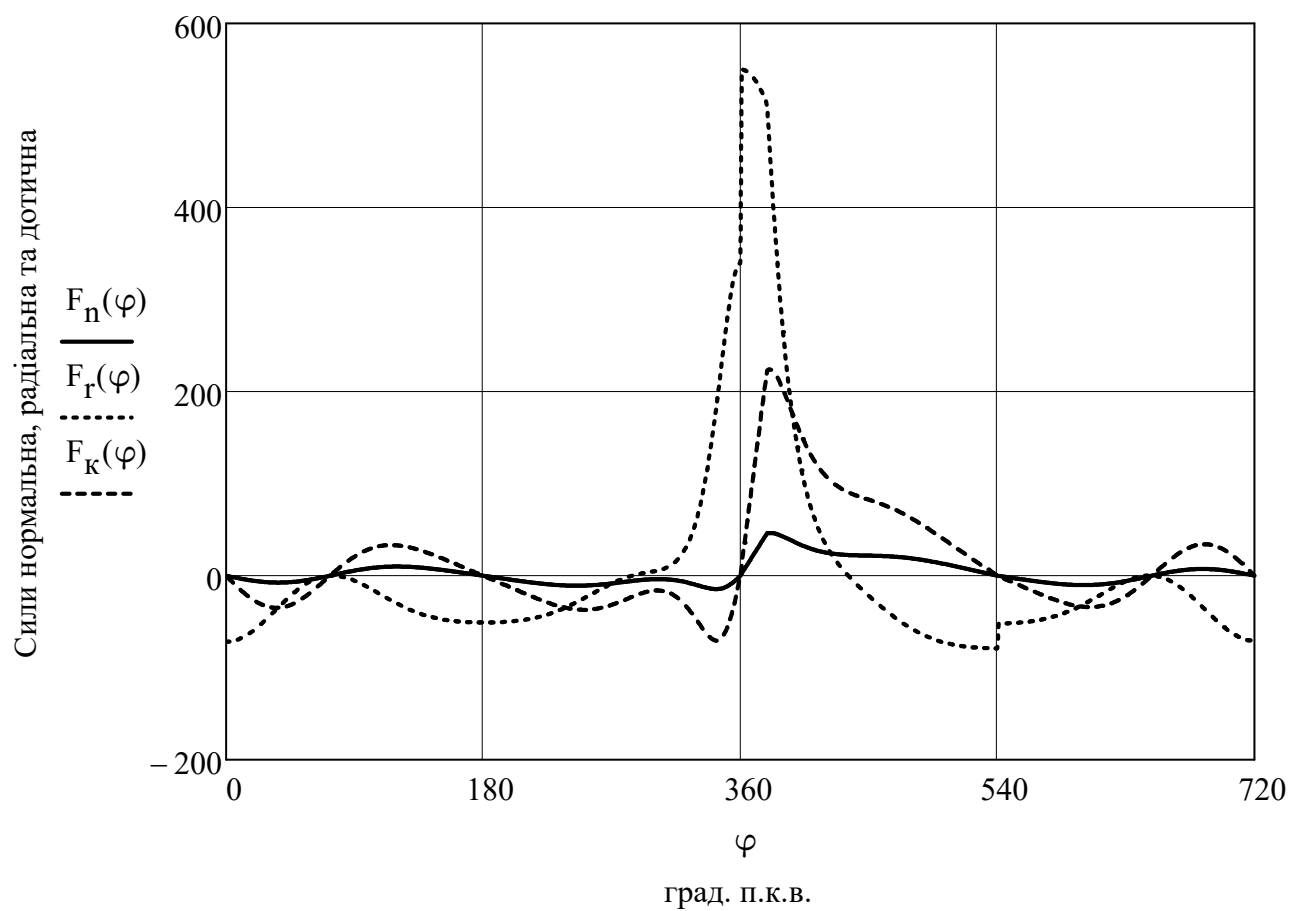
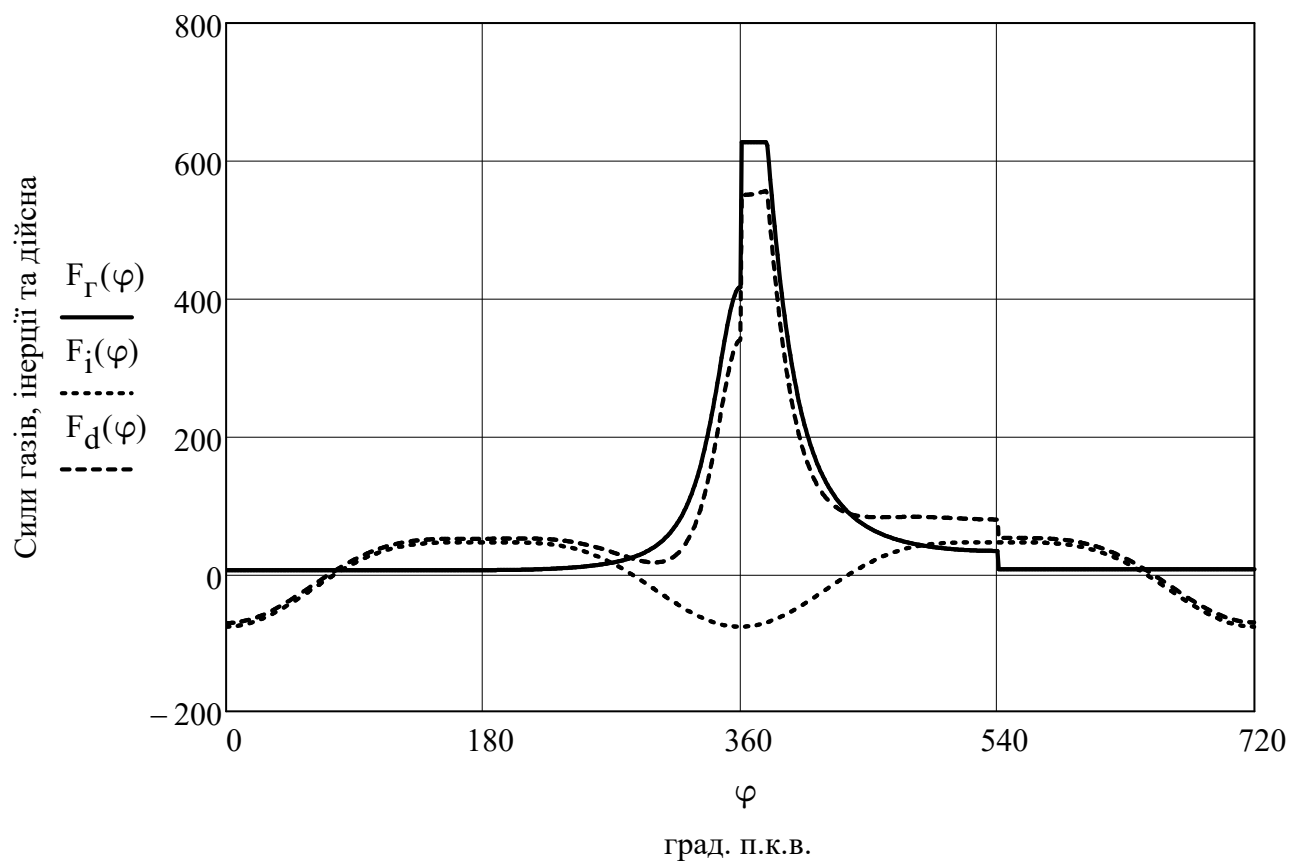


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

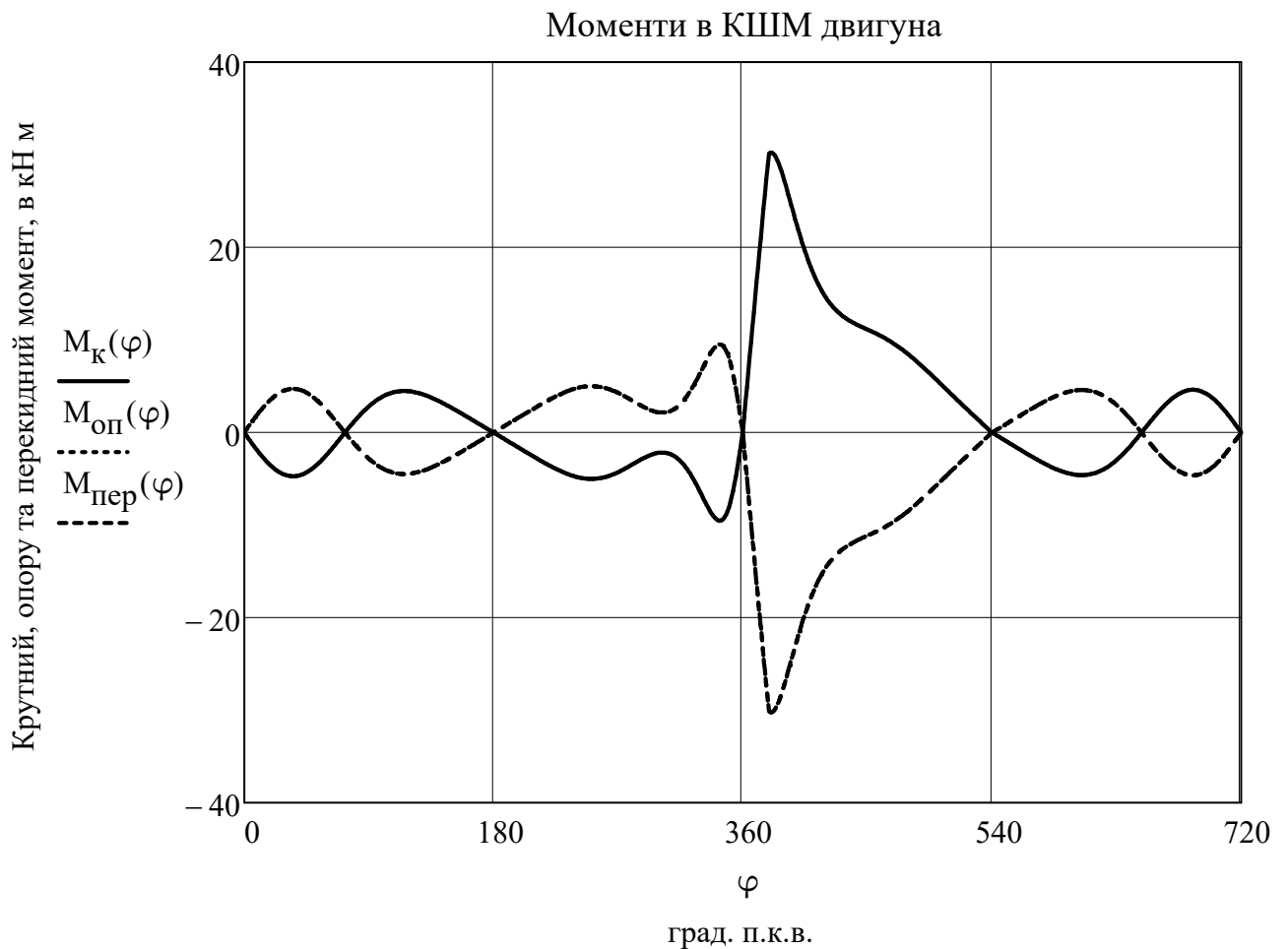


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

$$\varphi_{сп} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 4}{16} = 45$$

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

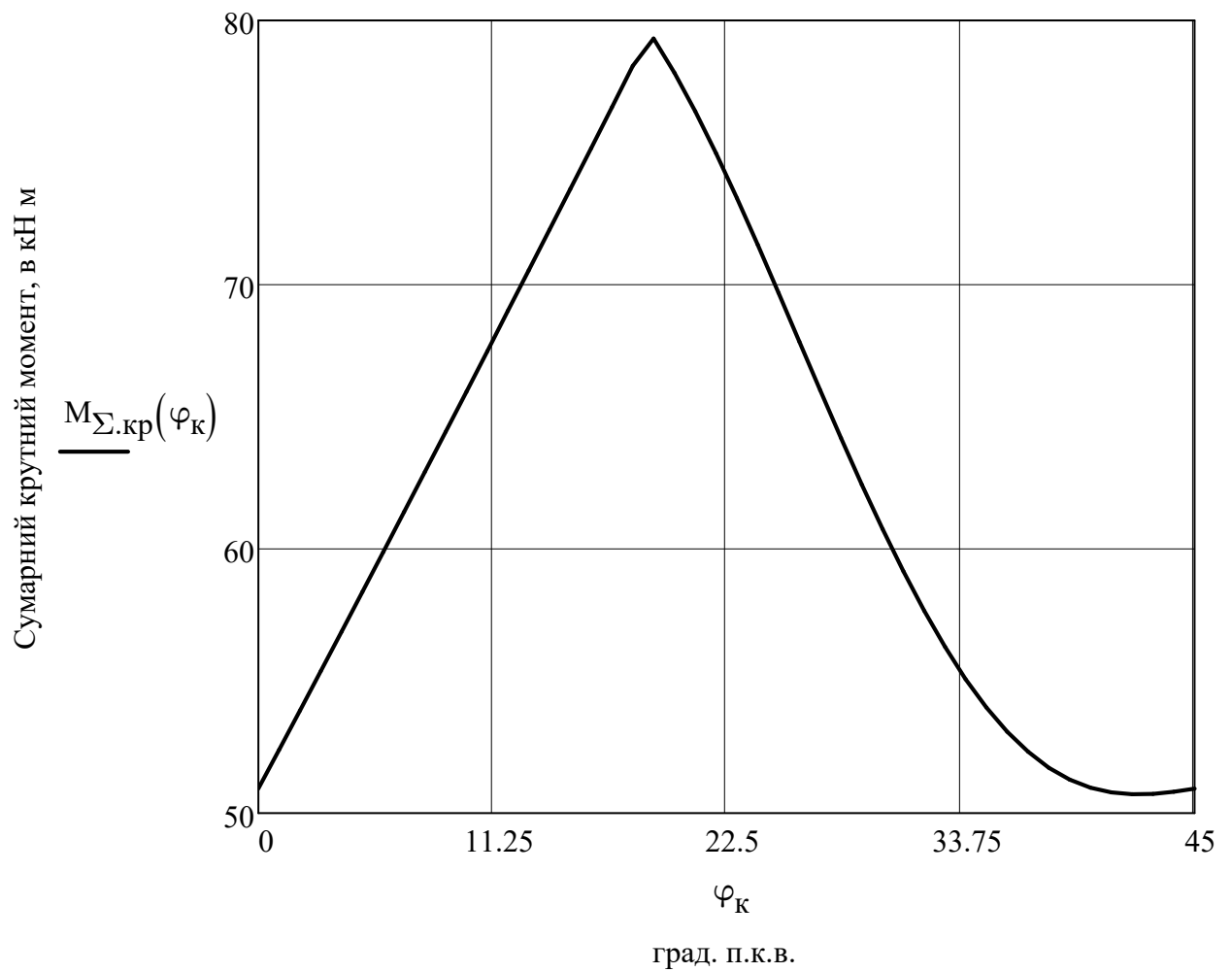


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0) = 50.935$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 57.621$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 66.013$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 64.434$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 58.391$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 71.311$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 53.084$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 78.284$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 50.86$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 74.14$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 50.935$$

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 $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{530.528 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 6.255 \times 10^6$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ep} = 10^3 \cdot 2899.401 = 2899401.456$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{2.899 \times 10^6}{6.255 \times 10^6} \cdot 100 = 46.35$$

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 6255481.702 \cdot 0.464 = 2900000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|2.899 \times 10^6 - 2.9 \times 10^6|}{2.899 \times 10^6} \cdot 100 = 0.021$$

2.4.4 Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною

$$Q_B = Q_W + Q_{T.П} + Q_{B.H}$$

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

$Q_{T.П}$ - 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

$W_{\text{г.р}} = 0.08$ - відносна втрата палива на ділянки горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.03$ - відносна втрата палива на ділянки випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.08 + 0.03 = 0.11$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{\Pi} = 0.11 \cdot 6255481.702 = 688102.987$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

$$p_{\text{ср.т}} = 0.6 \cdot p_M = 0.600 \cdot 194.200 = 116.520$$

Робочий об'єм циліндру, в м^3

$$V_{S'} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s = \frac{\pi \cdot 0.25^2}{4} \cdot 0.27 = 0.013$$

Потужність тертя поршня, в кВт

$$P_{\Pi} = \frac{p_{\text{ср.т}} \cdot V_{S'} \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{116.52 \cdot 0.01325 \cdot 1 \times 10^3 \cdot 16}{30 \cdot 4} = 205.90784$$

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

$$Q_{T.П} = 10^3 \cdot P_{\Pi} = 10^3 \cdot 205.908 = 205907.836$$

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

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П} = 688102.987 + 205907.836 = 894010.824$$

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

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

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

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{894010.82372 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.0256$$

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.026 \cdot 98}{0.9} = 2.788$$

Тоді теплота що еквівалентна роботі на привід водяного насосу буде, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 2.788 = 2788.005$$

Відповідно теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 688103 + 205907.8 + 2788 = 896798.8$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{896798.829}{6255481.702} \cdot 100 = 14.336$$

Температура залишкових газів, в $^{\circ}\text{C}$

$$t_r = T_r - 273 = 800 - 273 = 527$$

Температура на початку стиску, в $^{\circ}\text{C}$

$$t_d = T_d - 273 = 346.784 - 273 = 73.784$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mCp'' = 31.555 + 0.00389 \cdot t_r = 31.555 + 3.89 \times 10^{-3} \cdot 527 = 33.605$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 73.784 = 29.133$$

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

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

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 0.923 \cdot 33.605 \cdot 527 = 16346.034$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 0.89 \cdot 29.133 \cdot 73.784 = 1913.494$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 16346 - 1913.5 = 14432.5$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{530.528}{3.6} \cdot 14432.54 = 2126905.973$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{2126905.973}{6255481.702} \cdot 100 = 34.001$$

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

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{194.2}{1834.926} \cdot 0.518 = 0.055$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.055 \cdot 6255481.702 = 343250.573$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 688102.987 + 343250.573 - 896798.829 = 134554.73$$

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M}$$

де $K_2 = 1.5$ - коефіцієнт запасу

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

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

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 1.346 \times 10^5}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 0.018$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

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

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{0.018 \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 8.925$$

Теплота витрачена на привід насоса, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 8.925 = 8924.621$$

Тоді теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 134554.731 + 8924.621 = 143479.352$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{143479.352}{6255481.702} \cdot 100 = 2.294$$

2.4.7 Невраховані теплові втрати, в $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \sum \begin{pmatrix} Q_{\text{е}} \\ Q_{\text{в}} \\ Q_{\Gamma} \\ Q_{\text{м}} \end{pmatrix} = 6255481.7 - \sum \begin{pmatrix} 2899401.5 \\ 896798.8 \\ 2126906 \\ 143479.4 \end{pmatrix} = 188896.1$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{188896.092}{6255481.702} \cdot 100.000 = 3.020$$

Складові теплового балансу в табличному вигляді:

Назва складової ТБ	в $\text{Дж} / \text{с}$,	у %,	межі для дизельного двигуна з наддувом
Теплота, що підводиться в циліндр двигуна з паливом	$Q_{\Pi} = 6255481.7$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_{\text{е}} = 2899401.5$	$q_{\text{е}} = 46.3$	29...45%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 2126906.0$	$q_{\Gamma} = 34$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_{\text{в}} = 896798.8$	$q_{\text{в}} = 14.3$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_{\text{м}} = 143479.4$	$q_{\text{м}} = 2.3$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{\text{н.в}} = 188896.1$	$q_{\text{нв}} = 3.0$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_{\text{е}} + q_{\Gamma} + q_{\text{в}} + q_{\text{м}} + q_{\text{нв}} = 46.35 + 34.001 + 14.336 + 2.294 + 3.02 = 100$$

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

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

№ п/п	Назва параметру	Позна- чення	Розмір- ність	Чисельне значення		Порів- няння у %
				Двигун- прототип	Проект. двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	2208	2899,4	31,31
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	1255	1640,7	30,73
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,435	0,464	6,67
4	Механічний ККД	η_m	-	0,875	0,894	2,17
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	г / (кВт год)	200	183	- 8,50
6	Діаметр циліндру	D	мм	250	250	0,0
7	Хід поршня	S	мм	270	270	0,0

В даному розділі було вирішено завдання з форсування проектного двигуна з метою отримання вихідної потужності проектного двигуна на рівні 2900 кВт, що на 700 кВт більше ніж у двигуна-прототипу. Згідно результатів розрахунку параметрів робочого циклу проектного двигуна реальний приріст потужності склав 692 кВт, що більше ніж у прототипу на 31,3%.

Зростанням номінальної потужності проектного двигуна не можливе без збільшення середнього ефективного тиску в циліндрі. Отримане в результаті значення середнього ефективного тиску в циліндрі проектного двигуна більше ніж у прототипу на 30,73%. Форсування двигуна можливе за умови збільшення циклової роботи в циліндрі, для чого було суттєво збільшено тиск наддуву та циклову порцію.

Результати щодо визначення ефективності циклу показують що для питомої ефективної витрати палива спостерігається зниження на 8,5% у порівнянні з прототипом. Порівняння отриманих значення ефективного ККД показує, його зростання для проектного двигуна на 6,67%.

Підвищення ефективності робочого циклу передбачало ряд заходів, серед яких: покращення параметрів вприскування та сумішоутворення, підвищення ефективності утилізації тепла в циліндрі, та зменшення втрат на насосних ходах завдяки чому механічний ККД проектного двигуна зріс на 2,17%.

Раціональний та обґрунтований вибір початкових та допоміжних параметрів робочого циклу проектного двигуна, забезпечив гарні результати щодо показників ефективності робочого циклу, та забезпечив умови за яких геометричні розміри циліндро-поршневої групи не збільшились, але при цьому значно збільшилась теплова та механічна напруженість деталей циліндро-поршневої групи. В результаті було отримано силову установку більшої потужності без суттєвого збільшення 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, та є фундаментом для покращення ефективних показників проектного двигуна та підвищення надійності його систем, вузлів та агрегатів.

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ КОНТРОЛЮ ПАРАМЕТРІВ ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ

3.1 Опис будови та роботи штатної паливної системи дизеля.

Дизелі 2Д70 оснащуються секційною спліт-паливною системою з індивідуальними паливними насосами високого тиску. Паливні насоси з кулачковим приводом розташовані на зовнішній стороні кожного циліндра і з'єднані з форсунками нагнітальними магістралями високого тиску. Форсунки вмонтовані в кришки циліндрів між чотирма клапанами газорозподільного механізму.

Технічні характеристики паливної апаратури:

Діаметр плунжера, мм	16
Хід плунжера, мм	22
Крок зсуву плунжерного гвинта, мм	65
Кут нахилу гвинтового зрізу, в 0	52°18'
Діаметр всмоктувального і витяжного вікон рукава, мм	5,5-0,08
Загальний хід клапана тиску, мм	3.54
Діаметр нагнітальної стрічки нагнітального клапана, мм	12
Клапан ходу, мм	
Довжина нагнітального патрубку високого тиску, мм	615
Внутрішній діаметр нагнітального трубопроводу високого тиску, мм	3±0,5
Діаметр розпилювальних отворів, мм	0,42±0,02
Кількість розпилювальних отворів, шт	8
Діаметр голки, мм	8
Діаметр запірного конуса, мм	4,8
Хід голки, мм	0,45±0,05
Тиск відриву голки, кгс/см ²	280±5

					ПННІ НУК 142.44.25.19.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		57

Система подачі палива дизельного двигуна призначена для впорскування точно відміряних порцій палива в камеру згоряння і розпилення цих порцій під високим тиском в певній послідовності з певними кутами випередження. Якість утворення дизельної суміші в основному залежить від досконалості паливної системи.

Очищене в фільтрах тонкого очищення 1 паливо надходить в розподільну коробку, а потім подається по обох сторонах дизеля і через колекторні ланки до паливних насосів.

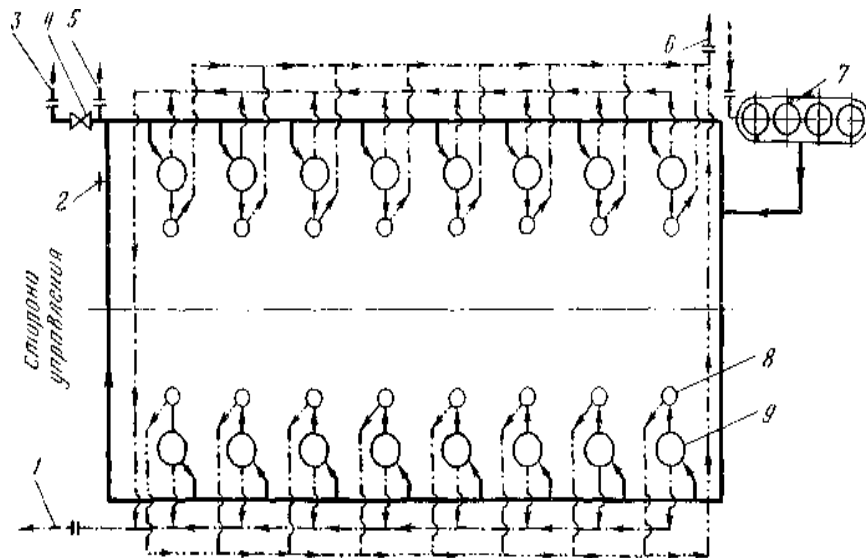


Рис. 3.1 - Принципова схема паливної системи низького тиску:

1 - зливний злив з паливних насосів; 2 - пробка для зливу повітря з системи; 3 - надлишковий злив палива; 4 - перепускний клапан на 1,3-1,6 кгс/см²; 5 - вихід до манометра; 5 - зливний злив з форсунок; 7 - паливний фільтр тонкого очищення; 8 - інжектор; 9 - паливний насос

З кожного боку дизеля є по вісім паливних насосів, які подають паливо до форсунок по трубах високого тиску. У системі реалізований проточний принцип подачі палива в насоси, що забезпечує безперервне охолодження окремих його компонентів, винесення сторонніх часток, повітряних і парових пробок. На виході з колектору є перепускний клапан, який створює в колекторі резерв палива, рівний 1,5 кгс/см².

Внутрішня система подачі палива дизельного двигуна складається з трьох незалежних контурів: замкнутого кільцевого контуру подачі палива, що включає паралельно насоси високого тиску. Циркулює контур подачі палива від насосів

високого тиску до форсунок і зливного контуру, по якому циркулює паливо, що витекло з паливних насосів і форсунок. Відпрацьоване паливо з насосів високого тиску змішується з маслом з штовхачів і тому скидається в збірний резервуар на локомотиві, де відводиться конденсат і забруднене масло. Паливо, що витекло з форсунок, чисте і відводиться по окремому трубопроводу назад в чистий паливний бак на локомотиві.

Особливістю системи подачі палива дизельного двигуна 2Д70 є використання форсунок і насосів золотникового типу, які відмінно зарекомендували себе в роботі всіх транспортних дизелів, паливних колекторів просторово-шарнірного типу, що дозволяє поглинати перекося в будь-якому напрямку, і гарантувати виготовлення чистих внутрішніх порожнин, що не допускають накопичення твердих частинок, що може привести до зависання плунжерів. При монтажі паливопроводів на дизельному паливі їх перевіряють на чистоту, герметичність і міцність під високим тиском. Сталеві трубопроводи. Вся паливна система дизельного двигуна повністю ізольована від вібрацій під час роботи і захищена від загоряння.

Паливний насос високого тиску служить для подачі палива в форсунку під високим тиском строго відміряними порціями в певний час в залежності від кута повороту колінчастого вала дизеля. Основним вузлом насоса є плунжерна пара. Плунжерна пара або насосний елемент - це прецизійна пара, в якій плунжер і вкладиш взаємно притираються.

Заміна однієї з частин елемента не допускається. Обидві деталі виготовлені зі сталі ШХ-15 і мають твердість HRC 63. Плунжер оснащений поворотною втулкою, яка зачеплена зі стійкою управління. Таким чином, позовжне переміщення стійки повертає плунжер. Для з'єднання поворотної втулки зі стійкою ризики на стійці поєднуються з торцем Т корпусу насоса, при цьому поворотна втулка встановлюється так, щоб подвійний зуб стійки входив в порожнину зуба в гільзі. У передній частині насоса встановлений нагнітальний насос Клапан, що складається з сідла і самого клапана. Клапан відокремлює лінію нагнітання палива від надплунжерної порожнини насоса.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.19.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

При висхідному ході плунжер верхньою кромкою перекриває гільзове вікно, яке з'єднує порожнину низького тиску з надплунжерною порожниною. Коли тиск палива досягає значення, більшого, ніж сила затягування пружини нагнітального клапана, клапан тиску відкривається, і паливо надходить по нагнітальній магістралі до форсунки. Упорскування палива триває до тих пір, поки гвинтова кромка плунжера не відкриє вікно в гільзі. При подальшому русі плунжера вгору паливо з порожнини плунжера буде надходити через вертикальний паз плунжера і через отвір в гільзі в порожнину низького тиску. При цьому тиск над плунжером різко падає, а напірний клапан опускається на сідло під дією пружини і різниці тиску палива в трубопроводі і під плунжером.

Початок подачі палива визначається моментом, коли отвір у вкладиші закривається торцевою кромкою плунжера. Кількість палива, що подається залежить від положення кромки гвинта плунжера щодо вікна в гільзі і змінюється поворотом плунжера навколо осі за допомогою поворотної втулки і контрольної стійки.

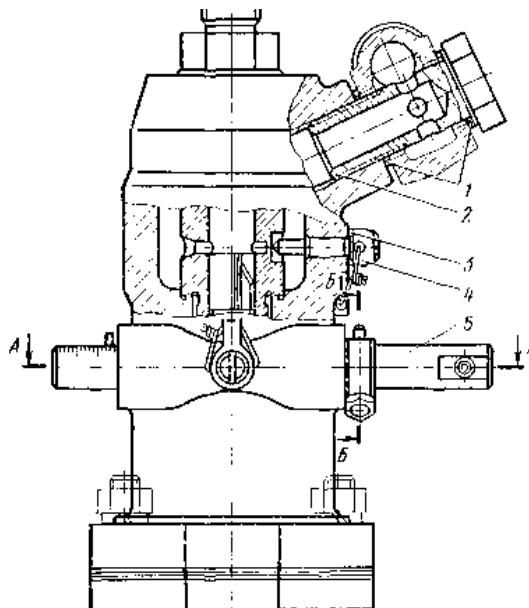


Рис. 3.2 - Паливний насос високого тиску:

Характеристикою паливного насоса є залежність подачі палива від кута повороту розподільного валу і положення регулювальної рейки. Протікання характеристики показує, що потік паливного насоса на великих виходах рейок

знаходиться в зворотній залежності від частоти обертання розподільного валу або частоти обертання плунжера. При невеликих потужностях рейки подача паливного насоса знаходиться в прямій залежності від швидкості роботи. Характеристики змінюють їх нахил.

Зі зменшенням частоти обертання розподільного валу на великих виходах рейок збільшується тангенс коефіцієнта нахилу, що виникає внаслідок зменшення гідравлічного опору трубопроводів високого тиску і в розпилювальних отворах. При невеликих виходах стійок гідравлічний опір не робить такого помітного ефекту.

На дизелях 2Д70 використовується інжектор закритого типу, в якому внутрішня порожнина тимчасово відокремлена від камери згоряння за допомогою голки між окремими упоркуваннями палива. Основними складовими частини насадки є голка і насадка-розпилювач. Розпилювач і голка виготовлені зі спеціальних марок сталі.

Розпилювач і голка з'єднуються один з одним, а потім контролюються паливом, щоб перевірити, чи щільно прилягає конус голки до гнізда обприскувача. Ці деталі утворюють прецизійну пару, заміна однієї з деталей не допускається.

Для герметизації стику корпусу форсунки і обприскувача їх торці ретельно шліфують, а потім шліфують притиральною пастою до 12-го класу шорсткості. Кільцева канавка торця атомайзера збігається з каналом проходження палива в корпусі форсунки. З кільцевої канавки в корпусі розпилювача просвердлений похилий канал для подачі палива в нижню частину голки. На кульовій головці, що виступає в камеру згоряння, є вісім розпилювальних отворів діаметром 0,42 мм.

На кінці голки знаходиться друга конічна гладь. Паливо, чинячи тиск на цю поверхню, автоматично піднімає голку перед впоркуванням. Верхній кінець голки спирається на стрижень, що передає зусилля на пружину, що забезпечує посадку голки обприскувача на сідло.

Між гайкою форсунки і дном чашки головки встановлено мідне кільце, яке служить для герметизації стику між форсункою і кришкою циліндра від прориву газу.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.19.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		61

Основним вузлом форсунки є вузол обприскувача, який складається з корпусу обприскувача і голки. Корпус обприскувача виготовлений із цементованої сталі 18Cr2N4MA і разом з голкою (сталь Р18) утворює прецизійну пару.

Як до корпусу, так і до голки прецизійної пари пред'являються дуже високі вимоги з точки зору обробки поверхні, правильних геометричних форм і точності виготовлення. Твердість робочих поверхонь обприскувача в зборі HRC = 58-62.

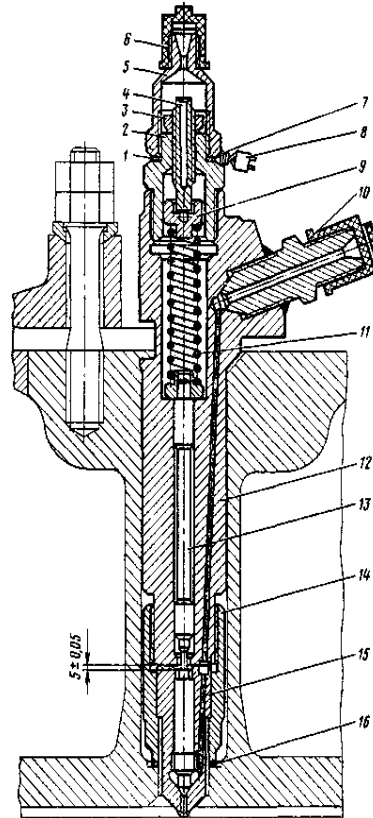


Рис. 3.3 - Дизельна форсунка 2Д70:

1 - прокладка; 2 - пробка; 3 - контргайка; 4 - регулювальний болт; 5 - штуцер; 6 - вилка; 7 - стопорний провід; 8 - начинка; 9 - пружинна пластина; 10 - ковпачок; 11 - пружина інжектора; 12 - корпус форсунки; 13 - шток форсунки; 14 - гайка обприскувача; 15 - розпилювач; 16 - кільце ущільнювача

Огляд секцій проникнення розпилювальних отворів проводиться потоком дизельного палива щільністю $0,840 - 0,835 \text{ г/см}^3$ і температурою $15-25^\circ\text{C}$ при тиску $20 \pm 1 \text{ кгс/см}^2$. Випробування на герметичність проводиться при подачі палива в отвори розпилювача через отвори під голкою. Час закінчення терміну придатності 500 г палива знаходиться в межах 11,5-13,5 с.

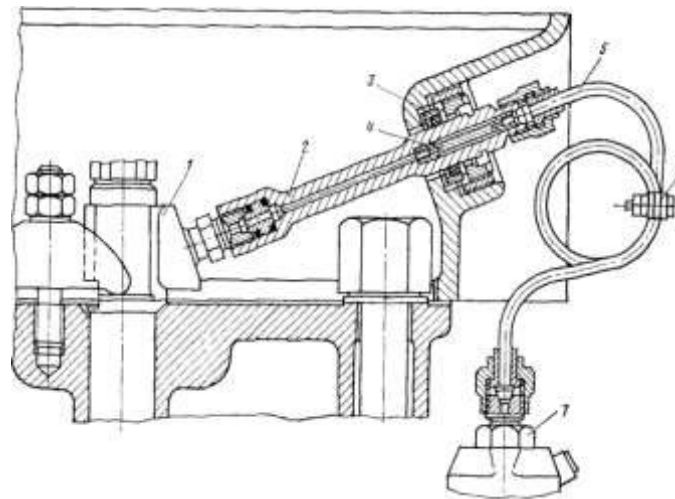


Рис. 3.4 – Підключення насоса високого тиску до форсунки:

1 - сопло; 2 - знімний штуцер; 3 - ущільнення; 4 - щілинний фільтр; 5 - трубка високого тиску; 6 - хомут; 7 - насос високого тиску

Початок і кінець впрыску повинні бути чіткими і супроводжуватися характерним звуком. Перед початком уприскування, а також після закінчення уприскування не допускається поява палива у вигляді краплі на носику форсунки.

Для подачі палива в дизель перед його запуском на локомотиві встановлюється паливopідкачувальний вузол. Насос з'єднується з електродвигуном за допомогою муфти. Підкачувальний насос включається за 4-60 секунд до запуску дизельного двигуна і автоматично вимикається при зупинці дизеля. Паливо всмоктується з бака і подається через фільтри в паливні насоси високого тиску.

Корпус паливного насоса являє собою фасонний чавун з фланцями для кріплення кришки 14 і підстави насоса, прикріпленого до плити агрегату. У корпусі просвердлюється наскрізний отвір з глибокими канавками на кінцях. Паз з боку кришки служить робочою камерою насоса, а паз з боку приводу - гніздом для ущільнювального пристрою. Над варильною камерою є два отвори, одне з яких сполучається з всмоктувальною камерою, а інше - з нагнітальною порожниною насоса.

Кришка 14 у вигляді круглого ступінчастого фланця на меншому діаметрі має виступ з поперечним перерізом у вигляді півмісяця. Зовнішня поверхня цього

виступу концентрична, а внутрішня поверхня ексцентрична по відношенню до кришки.

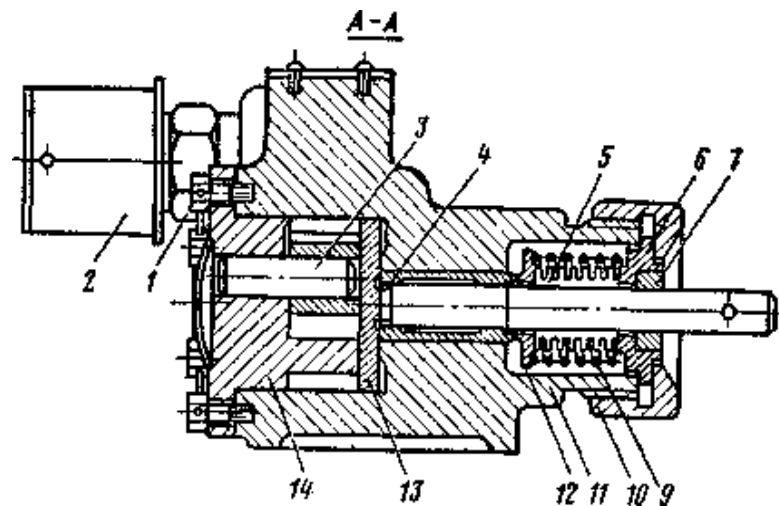


Рис. 3.5 – Паливний насос:

1 - штуцер; 2 - ковпачок; 3 - вісь зірочки; 4 - втулка; 5 - сиффон; 6 - пластина; 7 - ущільнення; 8 - стопорний провід; 9 - сиффонна пружина; 10 - накидна гайка; 11 - корпус; 12 - пластина торцевого ущільнення; 13 - приводний вал; 14 – вставка.

Уздовж осі ексцентриситету внутрішньої поверхні виступу в кришці було просвердлено наскрізний отвір, де запресували циліндричну вісь для зірочки розвантажувального агрегату. Зірочка має сім зубів спеціального профілю, які розташовані концентрично по відношенню до внутрішньої поверхні виступу, утворюючи невеликий радіальний зазор між внутрішньою і зовнішньою поверхнями зубів. При обертанні зірочки її зуби виконують роль лопатей, за допомогою яких паливо, укладене між зубами і внутрішньою поверхнею виступу, нагнітається в напрямку обертання.

Головка приводного валу є ведучою шестернею вузла насоса в зборі. Ця шестерня має 10 зубів внутрішнього зачеплення. На внутрішній поверхні головки фрезеровані пази спеціального профілю, в які вводяться зуби зірочки.

При обертанні приводного валу проти годинникової стрілки (якщо дивитися з боку приводу) зірочка також обертається проти годинникової стрілки, і паливо передається по поверхні вушка в кришці 14 з всмоктуючої порожнини в порожнину нагнітання.

При виході з ладу паливного насоса аварійне живлення дизельного двигуна забезпечується самовсмоктуючим паливом насосами високого тиску через аварійний клапан.

Паливні фільтри очищають паливо від механічних домішок перед тим, як воно потрапить в насоси. У паливній системі є два окремих фільтра - грубої і тонкої очистки.

Фільтр грубої очистки складається з двох металевих елементів - зовнішнього і внутрішнього, що представляють собою гофровані чашки, на які намотана латунна стрічка. З одного боку стрічка має виступи, рівновіддалені один від одного. Намотана стрічка утворює між витками фільтруючу щілину шириною 0,07 мм. Фільтруюча секція встановлюється в корпус фільтра і закривається ковпачком, який притягується до корпусу шпильками і стяжним болтом. У середній частині фільтра є Притерта конічна пробка, що утворює в корпусі триходовий клапан, який необхідний для очищення фільтра без зупинки дизеля.

За допомогою триходового клапана можна відключити ту чи іншу секцію фільтра грубої очистки, в залежності від необхідності. Паливо, що подається підкачувальним насосом, всмоктується через первинний фільтр, а потім надходить у фільтр тонкого очищення. Фільтр грубої очистки встановлюється окремо від дизеля, а паливний фільтр тонкого очищення встановлюється на корпусі коробки передач агрегатів з боку управління дизелем на спеціальному кронштейні.

Паливний фільтр складається з чотирьох секцій, об'єднаних в одному литому корпусі. Паперові фільтруючі елементи вставляються по одному в кожен секцію. Елементи закріплюються на окремих стрижнях і закриваються чотирма ковпачками. Витяжки швидко і легко знімаються при очищенні фільтра і при заміні паперових елементів.

Паливо подається в фільтр тонкого очищення по мідній трубці, яка надійно фіксується в декількох точках хомутами з гумовими амортизаторами, що захищають паливну трубку від вібрації. Паливо також відводиться від фільтра до паливного колектору мідною трубкою, яка відпалюється, очищається від оксидів кислотною підгодівлею з подальшим промиванням у лузі.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.19.ПЗ	Аркуш
						65
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Опис системи моніторингу та контролю поточних параметрів паливної апаратури дизеля.

Система моніторингу та контролю параметрів паливної апаратури дизельного двигуна 16 ЧН 25/27 є важливим елементом забезпечення його стабільної роботи, підвищення надійності та ефективності експлуатації. Даний двигун використовується у важких експлуатаційних умовах, зокрема в судновій та стаціонарній енергетиці, що потребує високої точності роботи його паливної апаратури.

Основним завданням системи моніторингу є контроль тиску на ключових ділянках паливної системи: на вході в паливний насос високого тиску (ПНВТ), на виході з нього, а також у трубці високого тиску перед подачею пального до форсунки. Ці параметри є критичними, оскільки від них залежить якість сумішоутворення, ефективність згоряння пального та загальна економічність двигуна.

Основний принцип роботи системи контролю базується на використанні датчиків тиску, які встановлюються у відповідних точках паливної магістралі. Ці датчики здійснюють безперервний вимір тиску та передають дані у цифровому вигляді на центральний процесор. Оскільки дизельні двигуни працюють у жорстких умовах, датчики повинні мати високу точність, швидкодію та стійкість до температурних і вібраційних навантажень.

Виміряні сигнали аналогового типу перетворюються в цифровий формат за допомогою аналогово-цифрових перетворювачів (АЦП), після чого інформація передається на моніторинговий ПК. Це дозволяє оператору в режимі реального часу спостерігати за станом паливної системи, аналізувати зміну параметрів та вчасно реагувати на будь-які відхилення від норми.

Додатково система контролю може включати в себе алгоритми автоматичного аналізу параметрів роботи паливної апаратури. Наприклад, при зниженні тиску на виході з ПНВТ система може сигналізувати про можливе засмічення паливного фільтра або знос плунжерної пари насоса.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.19.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		72

У разі підвищеного тиску в трубі високого тиску можуть бути виявлені проблеми з роботою форсунок або надлишкове нагнітання пального. Це дає можливість попередити серйозні поломки та знизити витрати на обслуговування та ремонт двигуна.

Ефективність системи моніторингу залежить від використання сучасних датчиків та засобів обробки даних. У сучасних дизельних двигунах застосовуються датчики тиску на основі п'єзорезистивних елементів або тензометричних технологій.

Вони мають високу точність та стійкість до зовнішніх впливів. Крім того, використання бездротових технологій дозволяє зменшити кількість кабельних з'єднань та підвищити надійність системи в умовах підвищеної вологості та вібрацій.

Контроль тиску в паливній системі є не лише інструментом діагностики, а й засобом оптимізації процесу подачі пального. Система може працювати в інтеграції з електронною системою керування двигуном (ECU), що дає можливість в режимі реального часу коригувати подачу пального, змінювати кут упорскування та адаптувати роботу двигуна до змінних умов експлуатації.

Це особливо важливо для великих дизельних агрегатів, де ефективно згоряння пального безпосередньо впливає на рівень витрат і екологічні показники.

Окрему увагу слід приділити питанням програмного забезпечення системи моніторингу. Воно має включати алгоритми аналізу великих обсягів даних, прогнозування можливих несправностей та систему оповіщення оператора про критичні відхилення параметрів.

Сучасні системи також можуть мати функцію запису історії змін параметрів, що дозволяє аналізувати тенденції змін та виявляти закономірності, які можуть свідчити про майбутні несправності.

Використання штучного інтелекту в таких системах стає дедалі поширенішим, що дозволяє значно покращити точність діагностики та прогнозування стану паливної системи.

Таким чином, система моніторингу та контролю параметрів паливної апаратури дизельного двигуна 16 ЧН 25/27 є важливим інструментом для підвищення його надійності, ефективності та економічності.

Завдяки використанню сучасних датчиків, технологій цифрової обробки сигналів та алгоритмів прогнозування, вона дозволяє значно зменшити ризик аварійних ситуацій, підвищити довговічність двигуна та оптимізувати його роботу відповідно до поточних умов експлуатації. Розвиток таких систем є важливим напрямком у вдосконаленні дизельної техніки та забезпеченні її стабільної роботи в майбутньому.

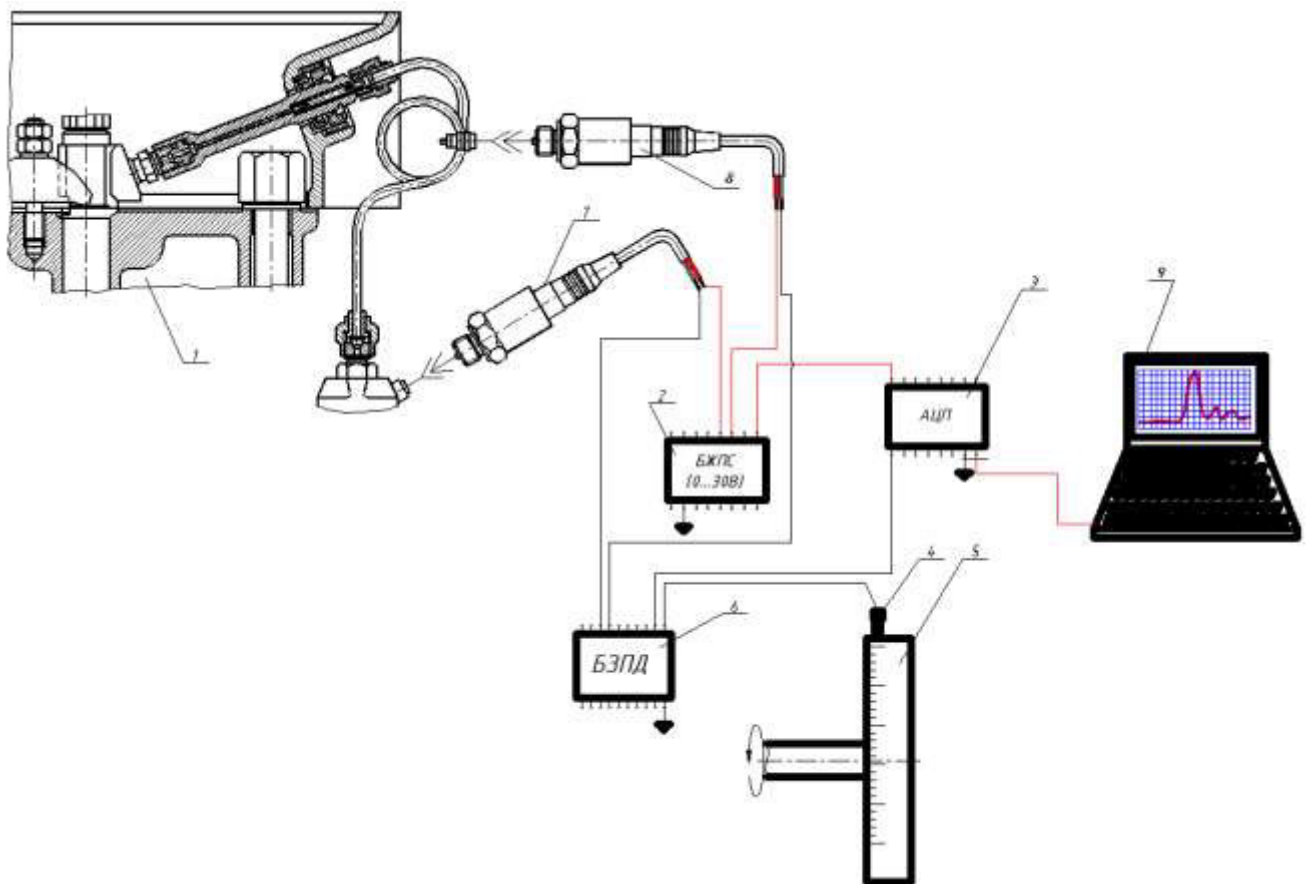


Рис. 3.6. – Схема система моніторингу та контролю параметрів паливної апаратури

1 – кришка циліндрів; 2 – блок живлення постійного струму; 3 – аналого-цифровий перетворювач; 4 – датчик обертів; 5 – маховик; 6 – блок збору та передачі даних; 7 - датчик тиску в насосі; 8 – датчик тиску в магістралі; 9 - ПЕОМ

3.2 Розрахунок параметрів паливної апаратури.

3.2.1 Початкові дані для розрахунку паливної апаратури.

Найменування двигуна	16ЧН 25/27
Ефективна потужність, кВт	$P_e = 2900$
Частота обертання двигуна, хв^{-1}	$n = 1000$
Число циліндрів	$i = 16$
Питома ефективна витрата палива, $\text{кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	$g_e = 0.183$
Тип та марка палива,	Паливо: дизельне Євро марки С; ДСТУ 7688:2015

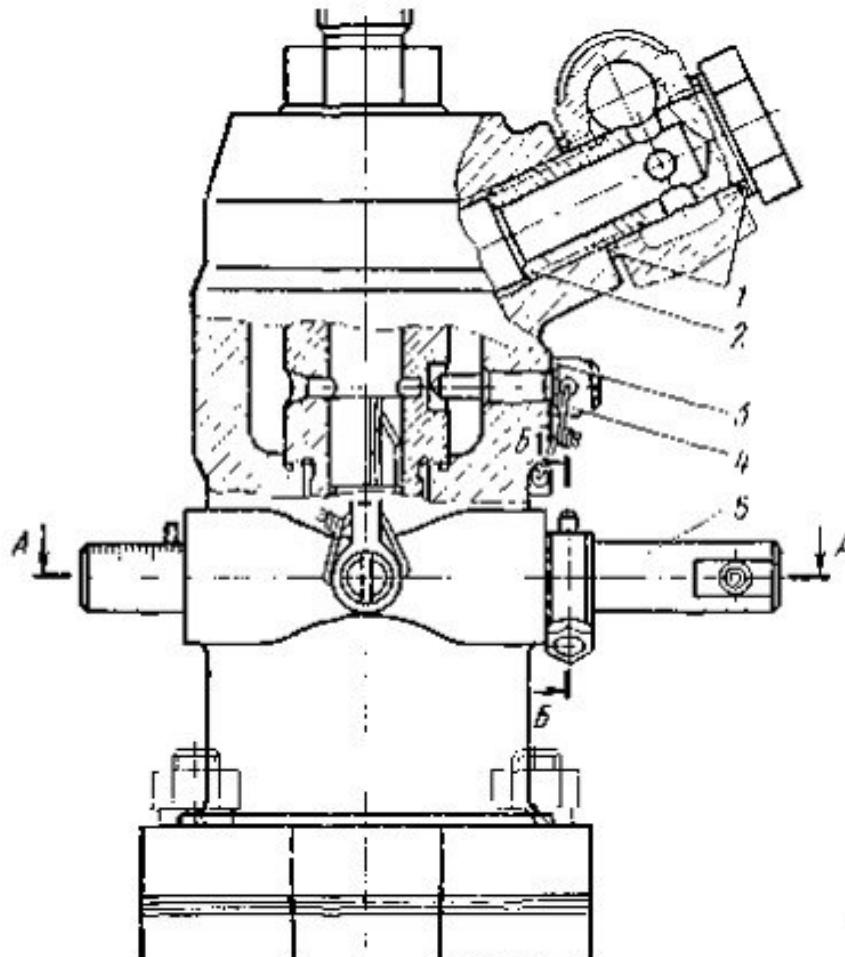


Рис 3.6 - Розрахункова схема ПНВТ

3.2.2 Розрахунок діаметра та ходу плунжеру ПНВТ

Максимальна циклова подача

Циліндрова потужність, в кВт

$$P_{\text{ец}} = \frac{P_e}{i} = \frac{2900}{16} = 181.25$$

Частота обертання кулачкового валу, в хв⁻¹

$$n_K = \frac{n}{2} = \frac{1000}{2} = 500$$

Номінальна циклова подача палива в м³/цикл

$$Q_{\text{пал}} = \frac{P_{\text{ец}} \cdot g_e}{60 \cdot n_K \cdot \rho_T}$$

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

$$Q_{\text{пал}} = \frac{P_{\text{ец}} \cdot g_e}{60 \cdot n_K \cdot \rho_T} = \frac{181.25 \cdot 0.183}{60 \cdot 500 \cdot 850} = 1.301 \times 10^{-6}$$

$$\text{або в мм}^3/\text{цикл} \Rightarrow Q_{\text{пал}} \cdot 10^6 = 1.301$$

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] $k_1 = 1.25 \dots 1.35$

$$Q_{\text{пал.мах}} = k_1 \cdot Q_{\text{пал}} = 1.3 \cdot 1.301 \times 10^{-6} = 1.691 \times 10^{-6}$$

$$\text{або в мм}^3/\text{цикл} \Rightarrow Q_{\text{пал.мах}} \cdot 10^6 = 1.691$$

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

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

де $k_2 = 2.5$ - 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] $k_2 = (4...8)$

$$V_{\Pi} = Q_{\text{пал.мах}} \cdot k_2 = 1.691 \times 10^{-6} \cdot 2.5 = 4.227 \times 10^{-6}$$

$$\text{або в мм}^3 \Rightarrow V_{\Pi} \cdot 10^6 = 4.227$$

Розрахунок діаметру плунжеру, в м

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

де $k_{sd} = 1.375$ - коефіцієнт що представляє відношення ходу плунжеру до його діаметру;

Рекомендований діапазон згідно [5, ст 15] $k_{sd} = 1,0...1.5$

$$d'_{\Pi} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\Pi}}{k_{sd} \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 4.227 \times 10^{-6}}{1.375 \cdot \pi}} = 0.016$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d'_{\Pi} \cdot 10^3 = 15.76$$

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

$$d_{\Pi} = 0.016$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d_{\Pi} \cdot 10^3 = 16$$

Тоді хід плунжеру, в м

$$s'_{\Pi} = d_{\Pi} \cdot k_{sd} = 0.016 \cdot 1.375 = 0.022$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow s'_{\Pi} \cdot 10^3 = 22$$

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

$$s_{\Pi} = 0.022$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow s_{\Pi} \cdot 10^3 = 22$$

3.2.3 Розрахунок параметрів форсунки

Початкові дані

$p_c = 10.300$ МПа - дійсний тиск в кінці стиску;

$p_z = 12.880$ МПа - тиск в кінці згоряння;

$n = 1000$ хв⁻¹ - частота обертання двигуна;

$Q_{\text{пал.мах}} = 1.691 \times 10^{-6}$ м³/цикл - максимальна циклова подача палива;

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

$\Delta\varphi = 25^\circ$ - поворот колінчастого валу;

$\mu_\phi = 0.700$ - коефіцієнт витрати через форсунку;

$m = 8$ - 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 $\Delta\varphi = 25^\circ$

Час витікання палива, с:

$$\Delta t_{\Pi} = \frac{\Delta \varphi}{(6 \cdot n)} = \frac{25}{6 \cdot 1000} = 4.167 \times 10^{-3}$$

Середній тиск газу в циліндрі у період вприскування, МПа:

$$p_{\Pi} = \frac{(p''_c + p_z)}{2} = \frac{10.3 + 12.88}{2} = 11.59$$

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

$$p_{\Phi} = 180$$

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

$$w_{\Phi} = \sqrt{\frac{2}{\rho_T} \cdot (p_{\Phi} - p_{\Pi}) \cdot 10^6} = \sqrt{\frac{2}{850} \cdot (180 - 11.59) \cdot 10^6} = 629.491$$

Коефіцієнт витрати палива приймаємо рівним. $\mu_{\Phi} = 0.7$

Сумарна площа соплових отворів, м²:

$$f_c = \frac{Q_{\text{пал. max}}}{\mu_{\Phi} \cdot w_{\Phi} \cdot \Delta t_{\Pi}} = \frac{1.691 \times 10^{-6}}{0.7 \cdot 629.491 \cdot 4.167 \times 10^{-3}} = 9.21 \times 10^{-7}$$

Діаметр соплового отвору, м:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{(\pi \cdot m)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9.21 \times 10^{-7}}{\pi \cdot 8}} = 3.829 \times 10^{-4}$$

$$\text{або в мм} \Rightarrow d_c \cdot 10^3 = 0.383$$

Приймаємо діаметр соплового отвору розпилювача, в мм: $d_c = 0.400$

3.4 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу штатної системи подачі палива. Згідно проведеного аналізу виявлено проблеми щодо надійності роботи складових паливної системи. Запропоновано конструкторське рішення що передбачає встановлення додаткової системи щодо моніторингу та контролю параметрів паливної системи та окремих її елементів. Розраховано геометричні та витратні параметри елементів паливної апаратури тепловозного дизеля. Раціонально та обґрунтовано здійснено вибір розмірів плунжера та розпилювача згідно заданих характеристик. Оцінено якість прийнятих рішень.

					ПННІ НУК 142.44.25.19.ПЗ	Аркуш
						75
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

$P_{\text{екс}} = 2900$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

$b_e = 0.183$ кг/(кВт год) - питома ефективна витрата палива;

$\varphi = 1.01$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 1.80$ - 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

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.183 \cdot 2900 \cdot 1.01 \cdot 1.8 \cdot 14.45 = 13941.542$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{13941.542}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{1.01 \cdot 1.8 \cdot 14.45} \right) = 4.02$$

Густина відпрацьованих газів, в кг/м³

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

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

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

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

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{4.02}{0.35} = 11.499$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

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

$$g_{CO} = b_e \cdot e_{m.CO.дд} = 0.183 \cdot 22.6 = 4.136$$

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{4.136 \cdot 2900}{3600} = 3.332$$

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

$$g_{NOx} = b_e \cdot e_{m.NOx.дд} = 0.183 \cdot 40.9 = 7.485$$

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{7.485 \cdot 2900}{3600} = 6.029$$

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

$$g_{CH} = b_e \cdot e_{m.CH.дд} = 0.183 \cdot 10.5 = 1.921$$

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.921 \cdot 2.9 \times 10^3}{3.6 \times 10^3} = 1.548$$

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

$$g_{SO2} = b_e \cdot e_{m.SO2.дд} = 0.183 \cdot 5.6 = 1.025$$

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.025 \cdot 2.9 \times 10^3}{3.6 \times 10^3} = 0.826$$

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

$$g_C = b_e \cdot e_{m.C.дд} = 0.183 \cdot 7.6 = 1.391$$

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.391 \cdot 2.9 \times 10^3}{3.6 \times 10^3} = 1.12$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 3.332 \\ 6.029 \\ 1.548 \\ 0.826 \\ 1.12 \end{pmatrix} = 12.855$$

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

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{3.332}{12.855} = 0.259 \text{ або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{6.029}{12.855} = 0.469 \text{ або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{1.548}{12.855} = 0.12 \text{ або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{1.12}{12.855} = 0.087 \text{ або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.826}{12.855} = 0.064 \text{ або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

Перевірка зведеного балансу токсичних компонентів у %

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

4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля.

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

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

1) Пари палива та мастила.

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

2) Пожежна безпека.

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

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 14.2.44.25.19.ПЗ	Аркуш
						80
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектованого двигуна

Враховуючи шкідливість шуму на організм людини, СНіП встановлює обмеження на його величину. Допустимі значення звукових коливань наведені в таблиці.

Таблиця 4.1 - 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 $n_H = 1000 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

$n = 1000 \text{ хв}^{-1}$ - робоча частота обертання колінчастого валу

$P_e = 2900 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектованого двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log[1 \times 10^3 + (2.9 \times 10^3)^{0.55}] = 30.335$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{1 \times 10^3}{1 \times 10^3}\right) = 0$$

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 30.335 + 0 = 84.335$$

4.2.3 Розрахунок рівня вібрації проектованого двигуна

На відміну від шуму, вібрація, крім того що здійснює шкідливий вплив на організм людини, негативно впливає також впливає навколишнє середовище.

Відповідно СНіП також встановлює обмеження на її величину.

Таблиця 4.2 - 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 $m = 17925$ кг - маса проектованого двигуна;

$$f_H = \frac{n_H}{60} = \frac{1 \times 10^3}{60} = 16.667 \quad \text{Гц - частота коливань на даному режимі;}$$

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m}\right) = 1 \times 10^3 \cdot (2.9 \times 10^3)^{0.55} \cdot \frac{1 + 2.9 \times 10^3}{1.792 \times 10^4} = 1.298 \times 10^4$$

$$b = 30 \cdot \log\left(\frac{n}{n_H}\right) = 30 \cdot \log\left(\frac{1 \times 10^3}{1 \times 10^3}\right) = 0$$

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H}\right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{1 \times 10^3}\right)^3 \cdot \frac{1.792 \times 10^4}{2.9 \times 10^3} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{a}{c} + b\right) = 44 + 10 \cdot \log\left(\frac{1.298 \times 10^4}{1} + 0\right) = 85.134$$

4.3 Висновки по розділу

Зважаючи на вплив роботи дизельного двигуна на навколишнє середовище, слід відзначити, що одним із найбільш суттєвих негативних факторів є наявність токсичних компонентів у відпрацьованих газах. Викиди таких компонентів становлять серйозну загрозу як для здоров'я людей, що працюють з дизельними двигунами, так і для екології в цілому.

Розрахунки, проведені для визначення кількості токсичних компонентів у відпрацьованих газах дизельного двигуна, показали, що концентрація таких речовин може бути значною. Це робить необхідним запровадження заходів щодо зменшення їх викидів. Одним із таких заходів може бути встановлення ефективних систем очищення газів, що знижують концентрацію шкідливих речовин у вихлопах, таких як оксиди азоту, чадний газ та вуглеводні. Для цього можуть бути використані різні технології, зокрема каталізатори та фільтри.

Окрім того, важливо звернути увагу на параметри шуму та вібрації, які генерує дизельний двигун під час роботи. Розрахунки рівня шуму та інтенсивності вібрації для проектованого двигуна показали, що ці параметри не перевищують допустимих норм, встановлених для промислових об'єктів. Однак, з метою подальшого зниження впливу на комфорт роботи персоналу та навколишнє середовище, слід передбачити додаткові заходи для зменшення вібрації. Це може включати вдосконалення конструкції двигуна, використання амортизуючих матеріалів та удосконалення системи кріплення та шумоізоляції.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо покращення надійності роботи стаціонарної електростанції, потужністю 2900 кВт, спроектованої на базі двигуна-прототипу 16ЧН 25/27, за рахунок системи контролю параметрів паливної апаратури.

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. Було розглянуто будову двигуна прототипу, та принципи функціонування його систем та механізмів.

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

В третьому розділі розглянуто та проаналізовано будову та умови роботи штатної паливної системи, а також зазначено її переваги та недоліки. Описано будову ключових елементів. Зазначено важливість моніторингу поточних параметрів гідродинамічного потоку з метою контролю як процесів що відбуваються в елементах паливної апаратури так і визначення поточного технічного стану паливної апаратури. Запропоновано конструктивне рішення що передбачає встановлення датчиків для контролю параметрів та стану паливної апаратури. Розраховано конструктивні та витратні параметри паливного насоса та форсунки.

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

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 14.2.44.25.19.ПЗ	Аркуш
						83
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. S. Dotsenko, V. Nesterenko, A. Lysykh, O. Hrabovenko, I. Shvets., Mathematical Modelling of Emissions of Toxic Components of a Medium Speed Diesel Engine when Operating on Soybean Oil. Proceedings of 27th International Scientific Conference Transport Means, 2023: - Palanqa, Lithuania, 2023 – Part, 985p., pp. 921-927, ISSN 1822-296 X (print) ISSN 2351-7034 (online)
3. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напрямку підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.- 375с.
5. Д23 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5 Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом «Інженерна механіка» / За редакцією проф. А. П. Марченка, засл. Діяча науки України проф.. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2004. – 468 с.
6. Салов А.И. Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта (практические расчёты). Под ред. А.И. Салова. - М.: Транспорт, 1997.
7. Система стандартів безпеки праці