

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Підвищення ефективності експлуатації дизельного двигуна для
стаціонарної електростанції, потужністю 365 кВт, за рахунок
вдосконалення приладів системи контролю параметрів.

Прототип 6ЧН 25/34

Виконав: студент групи 41-ЕМ-20

(підпис) **Бакута Т.А.**

Керівник роботи:

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

(підпис) **Швець І.А.**

Первомайськ - 2024 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адм. 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)

«___» _____ 2024 р.

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

Студенту Бакуті Тарасу Анатолійовичу

1. Тема роботи: «Підвищення ефективності експлуатації дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 365 кВт, за рахунок вдосконалення приладів системи контролю параметрів. Прототип 6ЧН 25/34».

Керівник роботи Швець І.А.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 5.02.24 за № 8.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 10.05.24 року.

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

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

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

Розділ 2. Визначення основних параметрів проектного двигуна.

Розділ 3. Вдосконалення системи контролю параметрів двигуна.

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

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Габаритне креслення електростанції (ГК), 2. Двигун 6ЧН 25/34 (СК)

3. Схема системи контролю параметрів двигуна (ПС) 4. Щит приладів (СК).

Консультанти розділів роботи

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

Дата видачі завдання «6» лютого 2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис об'єкту встановлення двигуна та конструкції двигуна-прототипу	20.02.2024	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	05.03.2024	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових зовнішнього теплового балансу двигуна	26.03.2024	
4.	Вдосконалення системи контролю параметрів дизельного двигуна	16.04.2024	
5.	Організація охорони праці та захист навколишнього середовища	23.04.2024	
6.	Робота з кресленням об'єкту встановлення двигуна	24.04.2023	
7.	Робота з складальним кресленням двигуна	25.04.2023	
8.	Робота з кресленням схеми системи моніторингу контролю параметрів дизельного двигуна	26.04.2024	
9.	Робота з складальним кресленням щиту приладу	29.04.24	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	30.04.24	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	10.05.24	

Студент _____ Бакута Т.А.
(підпис)

Керівник роботи _____ Швець І.А.
(підпис)

Анотація

В кваліфікаційній роботі, відповідно до завдання запропоновано рішення щодо підвищення ефективності експлуатації дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 365 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 25/34, за рахунок вдосконалення приладів системи контролю параметрів.

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

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

Описано систему поточного контролю параметрів штатного дизельного двигуна, розглянуто її переваги та недоліки. Виявлено незадовільну ефективність аналогової системи поточного контролю параметрів роботи штатного дизельного двигуна. Запропоновано нову цифрову систему поточного контролю параметрів дизельного двигуна на базі вимірювальних приладів РегМік. Визначено діапазони зміни та похибки вимірюваних параметрів запропонованої системи поточного контролю параметрів проектного дизельного двигуна.

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

Ключові слова: стаціонарна електростанція, дизельний двигун, робочий цикл, система поточного контролю параметрів, прилад, датчик, вібрація, шум.

Annotation

In the qualification work, in accordance with the task, a solution is proposed to improve the efficiency of operation of a diesel engine for a 365 kW stationary power plant, designed on the basis of the 6CHN 25/34 prototype engine, by improving the parameter control system.

The object of engine installation, which is a stationary diesel generator power plant, is described. 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 system of current control of the parameters of a standard diesel engine is described, its advantages and disadvantages are considered. The unsatisfactory efficiency of the analog system of current monitoring of the parameters of a standard diesel engine is revealed. A new digital system of current monitoring of diesel engine parameters based on RegMik measuring devices is proposed. The ranges of change and errors of the measured parameters of the proposed system for current monitoring of the parameters of the designed diesel engine are determined.

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

Keywords: stationary power plant, diesel engine, operating cycle, system of current parameter control, device, 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	
2.1. Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна	
2.2. Побудова індикаторної діаграми	
2.3. Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ	
2.4. Розрахунок складових зовнішнього теплового балансу	
2.5. Аналіз отриманих показників проектного двигуна та двигуна- прототипу та висновки по розділу	
РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ КОНТРОЛЮ ПАРАМЕТРІВ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА	
3.1. Опис будови та роботи штатної системи контролю параметрів дизеля	
3.2. Опис пропонованої системи контролю параметрів дизеля	
3.3. Висновки по розділу	
РОЗДІЛ 4. ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ТА ЗАХОДИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ	
4.1. Захист навколишнього середовища	
4.2. Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля	
4.3 Висновок по розділу	

					<i>ПННІ НУК 142.41.24.01.ПЗ</i>		
Зм.	Лист	№ д·о·кум.	Підпис	Д·а·т			
		<i>Бакшта Т.А.</i>			<i>Пояснювальна записка</i>		
Перевірив		<i>Швець І.А.</i>					
Н. К·онтр.		<i>Швець І.А.</i>					
З·а·твердив.		<i>Нестеренко</i>					
						Лит.	А·ркуш
							6
						<i>ПННІ НУК</i>	

ВИСНОВКИ

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

ДОДАТКИ

Додаток 1 Специфікація дизель-генераторна електростанція

Додаток 2 Специфікація двигун 6ЧН 25/34

Додаток 3 Специфікація щит приладів

					ПННІ НУК 142.41.24.01.ПЗ	Арку
						7
Зм.	Лист	№ д-о-кум.	Підпис	Д-а-т-		

ВСТУП

Дизельні двигуни, що встановлені на суднах морського і річкового флоту в якості головних або допоміжних силових установок, а також ті що входять в склад стаціонарних дизель-генераторних установок, мають забезпечувати високі техніко-економічні показники під час їх експлуатації, при жорсткому дотриманні вимог надійної та довговічної роботи.

Стала тенденція щодо підвищення ефективності використання потужності енергетичних установок, наблизила їх робочі параметри до межі до межі несучої здатності матеріалів деталей, що обумовлює появу відмов в роботі сучасних дизельних двигунів. Досвід експлуатації середньо обертових дизелів показує, що найменш надійними за показниками безвідмовності та ремонтпридатності є поршні, циліндрові втулки і кришки. Для недопущення зазначених поломок має бути жорстке дотримання правил експлуатації двигуна з постійним моніторингом робочих параметрів дизеля на всіх режимах роботи.

В основі розв'язання проблеми забезпечення надійності середньо обертових дизелів, лежить не лише науковий і практичний інтерес, що передбачає забезпечення надійної роботи дизелів із заданою ймовірністю, але й досягнення можливості достовірно оцінювати методами сучасного контролю експлуатаційні параметри та підтримувати їх в таких межах, в яких зі встановленою ймовірністю можна було б не доводити їх значення до руйнівних значень у найбільш напружених вузлах дизеля.

Вирішення описаної вище проблеми дасть можливість забезпечити безпечну експлуатацію установок за рахунок розробки комплексу заходів, щодо запобігання виходу роботи двигуна за експлуатаційні межі, в чому і полягає **актуальність даної роботи.**

Мета роботи: полягає в тому, щоб вирішити завдання щодо підвищення ефективності контролю параметрів дизельного двигуна потужністю 365 кВт спроектованого на базі прототипу 6ЧН 25/34, для стаціонарної електростанції, за рахунок вдосконалення приладів системи контролю параметрів.

Завдання які потрібно вирішити в даній кваліфікаційній роботі:

					ПННІ НУК 142.41.24.01.ПЗ	Арку
						8
Зм.	Лист	№ д-о-к-ум.	Підпис	Д-а-т.		

- проаналізувати та описати систему контролю параметрів штатного двигуна, виявити її переваги та недоліки. Оцінити ефективність приладів виміру поточних параметрів що встановлюються штатно заводом виробником. Надати рекомендації щодо вдосконалення системи контролю поточних параметрів двигуна за рахунок заміни приладів аналогового типу на прилади цифрового типу. Визначити діапазони зміни та похибки вимірюваних параметрів пропонованої системи поточного контролю параметрів проектного двигуна;

- 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 системі контролю параметрів дизельного двигуна, та їх вплив на ефективність контролю параметрів роботи двигуна.

Предметом розгляду в даній роботі є вирішення проблем пов'язаних з покращенням моніторингу поточних даних роботи дизеля за рахунок заміни аналогових приладів на прилади з аналого-цифровим перетворенням сигналів.

Апробацію результатів роботи здійснено на міжвузівській студентській науково-практичній конференції «Молодь, освіта, наука 2024» що проходила в квітні 2024 року в Первомайському навчально-науковому інституті НУК.

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

1.1 Опис установки та обґрунтування вибору генератора.

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

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

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

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

Генератор синхронний типу СБГ, трифазний, із статичною системою збудження, автоматичним регулятором напруги, одноопорний, без щіток, с комплектним пристроєм збуджувальним КУВМ-0,4-800 з приладами контролю електричних параметрів, що здійснюють прийом та розподіл електроенергії.

					ПННІ НУК 142.41.24.01.ПЗ	Арху
Зм.	Лист	№ д-о-кум.	Підпис	Д-а-т.		10

Згідно вимог замовника комплектно з двигун-генератором може поставлятися міні-градирня.

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

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

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

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

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

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

					ПННІ НУК 142.41.24.01.ПЗ	Арх
Зм.	Лист	№ д-о-к-ум.	Підпис	Д-а-т.		11

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

					ПННІ НУК 142.41.24.01.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ д-о-кум.	Підпис	Д-а-т-		12

1.1.2 Обґрунтування вибору генератору для двигун-генераторної установки

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

$P_e = 365 \text{ кВт}$ - номінальна ефективна потужність двигуна;

$U_H = 380 \text{ В}$ - номінальна лінійна напруга;

$n_H = 500 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання ротору генератора;

$f = 50 \text{ Гц}$ - 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

$$P'_{\text{ген}} = P_e \cdot \eta_{\Pi}$$

де $\eta_{\Pi} = 0.98$ - коефіцієнт корисної дії передачі; при застосуванні для передачі з'єднувальної муфти, згідно [3 ст. 125] значення ККД $\eta_{\Pi} = (0,96...0,99)$

$$P'_{\text{ген}} = P_e \cdot \eta_{\Pi} = 365 \cdot 0.98 = 357.7$$

Номінальна повна потужність на клеммах генераторної установки, в кВА

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

де $\cos \varphi = 0.85$ - коефіцієнт потужності, що залежить від типу генератора, і вказується виробником у супровідних документах.

$$P_H = \frac{P'_{\text{ген}}}{\cos \varphi} = \frac{357.700}{0.850} = 420.824$$

Номінальний фазний струм, в А

$$I_{H.\phi} = \frac{P_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{420.824 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 639.375$$

Розрахункова потужність, в кВА

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс}$$

де $k_{ерс} = 1.075$ - відношення електро-рушійної сили обмотки якоря при номінальному навантаженні E_H до номінальної напруги U_H , згідно [1 ст. 7] $k_{ерс} = (1,05...1,1)$

$$P'_H = P_H \cdot k_{ерс} = 420.824 \cdot 1.075 = 452.385$$

Розрахунковий фазний струм, в А

$$I_{р.ф} = \frac{P'_H \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{452.385 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 687.328$$

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

$$P_{max} = P'_H \cdot k_H = 452.385 \cdot 1.1 = 497.624$$

Розрахунковий максимальний фазний струм, в А

$$I_{max.ф} = \frac{P_{max} \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot U_H} = \frac{497.624 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 380} = 756.061$$

Число пар полюсів генератора

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

Таким чином, на основі отриманих результатів обираємо генератор моделі СБГ 450-500, на базі якого буде створено дизель-генераторну установку моделі ДвГА - 365.

1.2 Опис конструкції двигуна – прототипу

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

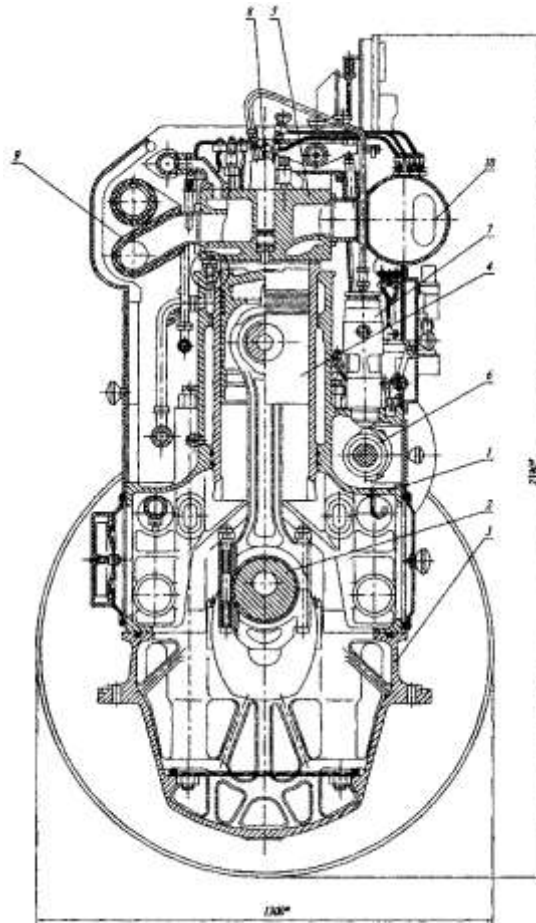


Рис. 1.1 – Поперечний розріз двигуна 6ЧН 25/34

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

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

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

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

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

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

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

Поршень - чавунний, охолоджуваний маслом. Шатун сталевий, штампований з роз'ємною нижньою головкою. Поршень з'єднується з

					ПННІ НУК 142.41.24.01.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ д-о-кум.	Підпис	Д-а-т.		15

шатуном пальцем. Простір, обмежений нижньою частиною блока, рамою, передньою і задньою кришками, передніми і задніми кожухами, утворює герметичну порожнину, що забезпечує стік масла до місця його забору.

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

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

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

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

Блок-картер відлитий з чавуну. У верхній частині блоку розміщені втулки робочих циліндрів. Простір між втулками і стінками блока служить для циркуляції охолоджуючої води. Порожнина охолодження ущільнюється мідною прокладкою, яка встановлюється під верхній бурт втулки, і двома гумовими кільцями, розташованими в кільцевих виточках

					ПННІ НУК 142.41.24.01.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ д-о-кум.	Підпис	Д-а-т.		16

нижнього посадочного поясу втулки робочого циліндра. У проточку на верхньому торці втулки робочого циліндра встановлюється мідна прокладка. Нижня частина блоку є частиною картера дизеля. Форма блоку забезпечує як жорсткість конструкції, так і зручність монтажу вузлів і деталей, які на ньому встановлені.

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

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

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

Кожен рамовий підшипник складається з верхнього і нижнього вкладишів і кришки підшипника з деталями кріплення. Вкладиші для дизелів 6ЧН 25/34 сталєалюмінієві. Від провертання і осьового переміщення вкладиші

					ПННІ НУК 142.41.24.01.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ д-о-кум.	Підпис	Д-а-т.		17

утримуються за рахунок виступів. Кришка підшипника встановлюється в паз фундаментної рами і кріпиться до неї чотирма шпильками, укрупченими в раму. Другий від маховика підшипник – упорний і має упорні півкільця, розташовані у виточках фундаментної рами. Упорні півкільця можуть вийматися без виїмки колінчастого валу.

Нижні вкладиші підшипників можуть вийматися і встановлюватися без виїмки колінчастого валу за допомогою спеціальних пристосувань. Масло в підшипник поступає з головної магістралі через трубку, фланець і отвір в кришці.

З рамового підшипника масло по каналам в шийках і щоках колінчастого валу поступає до шатунних підшипників. Звідси масло по каналам в стрижнях шатунів поступає до головних підшипників і на охолодження верхньої частини поршнів.

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

У центрі кришки розташована форсунка, котра кріпиться двома шпильками і фланцем. Для ущільнення торцевих поверхонь між форсункою і кришкою ставиться мідна прокладка. У кришці є два газові канали, через які за допомогою впускного та випускного клапана циліндр дизеля

сполучається з колекторами впускання і випускання. Випускні клапани відрізняються від впускних по конструкції. У клапана впускання перехід від тарілки до штока виконаний плавним, у випускного - ступінчастим. При установці клапанів необхідно звернути увагу і ставити клапани у відповідні гнізда. Направляючі втулки запресовані в кришку. Клапани притерті до сідел і притискаються до них зовнішньою і внутрішньою пружинами. Верхні кінці пружин упираються в тарілку, котра з'єднується з штоком клапана конічним розрізним замком. Сідла клапанів виготовлені з високоміцного спеціального чавуну, запресовані в днищі кришки.

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

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

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

Колінчастий вал сталевий, цільнокований, має шість шатунних шийок. Для дизелів 6ЧН 25/34 кривошпи розташовані по відношенню один до одного під кутом 90°. На передньому кінці колінчастого валу установлені шестерні приводу масляного і водяного насосів. На задньому торці валу є борт, який упирається в торець упорного підшипника і запобігає осьовому

					ПННІ НУК 142.41.24.01.ПЗ	Арху
Зм.	Лист	№ д-о-кум.	Підпис	Д-а-т.		19

зсуву валу. На фланець валу насаджена шестерня колінчастого валу, яка слугує для приводу розподільного валу і утримується від осьового переміщення шістьма прижимами. За останньою рамовою шийкою валу є масловідбивач, який перешкоджає попаданню масла, що виходить з останнього рамового підшипника, на фланець, до якого кріпиться маховик.

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

					ПННІ НУК 142.41.24.01.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ д-о-кум.	Підпис	Д-а-т.		20

1.3 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто призначення та будову об'єкту встановлення проектного двигуна, яким являється стаціонарна дизель-генераторна електростанція. Розглянуто особливості її експлуатації та завдання які вона виконує під час роботи.

Окремо розглянуто та описано будову двигуна-прототипу, принципи роботи та призначення його систем, механізмів, вузлів та деталей. Оцінено показники двигуна-прототипу, та враховано можливості щодо їх покращення при дотриманні показників надійності та довговічності установки на різних режимах роботи.

РОЗДІЛ 2 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

2.1 Розрахунок параметрів робочого циклу проектного двигуна

2.1.1 Умова завдання:

Ефективна потужність, кВт	$P_e = 365$
Частота обертання колінчастого валу, хв^{-1}	$n = 500$
Ступінь стиску,	$\epsilon = 12.5$
Число циліндрів	$i = 6$

2.1.2 Вихідні данні для розрахунку робочого циклу

Коефіцієнт надлишку повітря, обираємо згідно [1, ст. 8]	$\alpha = 2.1$
Тиск наддуву, обираємо згідно [1, ст. 8], в кПа	$p_B = 145$
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	$p_r = 160$
Температура залишкових газів, обираємо згідно [1, ст. 9], в К	$T_r = 770$
Ступінь підвищення тиску при згорянні обираємо, згідно [1, ст. 9]	$\lambda = 1.55$
Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z" обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi_Z = 0.85$
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми обираємо згідно [1, ст. 10]	$\xi = 0.96$
Паливо: дизельне Євро марки C; 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]

$$T_B = T_a \cdot \left(\frac{p_B}{p_a} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} = 293 \cdot \left(\frac{145}{101.3} \right)^{\frac{1.6 - 1}{1.6}} = 335.2$$

Температура повітря після охолоджувача, в К

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

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

$$T_{int} = T_B - \Delta T_{int} = 335.2 - 50 = 285.2$$

Тиск повітря після охолоджувача, в кПа

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл}$$

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

$$p_{int} = p_B - \Delta p_{охл} = 145 - 3 = 142$$

Тиск в кінці впуску, в кПа

$$p_d = k \cdot p_B$$

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

$$p_d = k \cdot p_B = 0.95 \cdot 145 = 137.75$$

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_a + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_d - p_r} = \frac{293 + 10}{770} \cdot \frac{160}{12.5 \cdot 137.75 - 160} = 0.04$$

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

Температура в кінці впуску, в К

$$T_d = \frac{T_a + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{293 + 10 + 0.04 \cdot 770}{1 + 0.04} = 321.1$$

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

Коефіцієнт наповнення

$$\Phi_c = \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_d}{p_b} \cdot \frac{T_{int}}{T_d \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{12.5}{12.5 - 1} \cdot \frac{137.75}{145} \cdot \frac{285.179}{321.096 \cdot (1 + 0.04)} = 0.882$$

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;

$$\rho_{int} = \frac{p_{int} \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_{int}} = \frac{142 \cdot 10^3}{287 \cdot 285.179} = 1.735$$

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

$$\Delta \rho_a = \rho_{int} - \frac{p_a \cdot 10^3}{R_{\Pi} \cdot T_a} = 1.735 - \frac{101.3 \cdot 10^3}{287 \cdot 293} = 0.53$$

2.1.4 Параметри процесу стиску

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

$$n_1 = 1.377$$

Тиск в кінці стиску, в кПа

$$p_c = p_d \cdot \epsilon^{n_1} = 137.75 \cdot 12.5^{1.377} = 4462.073$$

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

$$T_c = T_d \cdot \epsilon^{n_1-1} = 321.1 \cdot 12.5^{1.377-1} = 832.09$$

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

$$mCv' = 19.88 + 0.002638 \cdot T_c = 19.88 + 2.638 \times 10^{-3} \cdot 832.089 = 22.075$$

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 $\text{кДж} / \text{кг}$

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

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

Параметри робочого тіла

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

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

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

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

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

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 = 2.1 \cdot 0.495 = 1.039$$

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

Кількість CO_2

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

Кількість H_2O

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

Кількість O_2

$$M_{\text{O}_2} = 0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0.21 \cdot (2.1 - 1) \cdot 0.495 = 0.114$$

Кількість N_2

$$M_{\text{N}_2} = 0.79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0.79 \cdot 2.1 \cdot 0.495 = 0.82$$

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

$$M_2 = \sum \begin{pmatrix} M_{\text{CO}_2} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} \\ M_{\text{O}_2} \\ M_{\text{N}_2} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.072 \\ 0.065 \\ 0.114 \\ 0.82 \end{pmatrix} = 1.071$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{1.071}{1.039} = 1.032$$

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

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1.032 + 0.040}{1.000 + 0.040} = 1.030$$

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

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

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

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

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

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

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

Тоді коефіцієнти рівняння будуть дорівнювати:

$$a = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 23.3 \\ M_{N_2} \cdot 21.554 \\ M_{CO_2} \cdot 38.609 \\ M_{H_2O} \cdot 25.459 \end{pmatrix} = \frac{1}{1.071} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.114 \cdot 23.3 \\ 0.82 \cdot 21.554 \\ 0.072 \cdot 38.609 \\ 0.065 \cdot 25.459 \end{pmatrix} = 23.118$$

$$b = \frac{1}{M_2} \cdot \sum \begin{pmatrix} M_{O_2} \cdot 0.0015 \\ M_{N_2} \cdot 0.001457 \\ M_{CO_2} \cdot 0.003349 \\ M_{H_2O} \cdot 0.004438 \end{pmatrix} = \frac{1}{1.0714} \cdot \sum \begin{pmatrix} 0.1142 \cdot 0.0015 \\ 0.8204 \cdot 0.0015 \\ 0.0717 \cdot 0.0033 \\ 0.065 \cdot 0.0044 \end{pmatrix} = 0.0018$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому тиску:

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

Після підстановки отримаємо наступне рівняння:

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

$$\text{де } a' = a + 8.314 = 23.118 + 8.314 = 31.432$$

$$b' = b = 0.00177$$

Максимальний тиск згоряння, в кПа

$$p_{\max} = \lambda \cdot p_c = 1.55 \cdot 4462.073 = 6916.214$$

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:

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

$$\text{де } A = b' \cdot \beta = 0.00177 \cdot 1.03037 = 0.00182$$

$$B = a' \cdot \beta = 31.432 \cdot 1.03 = 32.387$$

$$C'_1 = \frac{\xi_z \cdot Q_{н.р}}{M_1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.85 \cdot 4.245 \times 10^4}{1.039 \cdot (1 + 0.04)} = 3.34 \times 10^4$$

$$C'_2 = (mCv' + 8.314 \cdot \lambda) \cdot T_c = (22.075 + 8.314 \cdot 1.55) \cdot 832.089 = 2.909 \times 10^4$$

$$C' = C'_1 + C'_2 = 33395.425 + 29091.288 = 62486.714$$

$$D = B^2 + 4 \cdot A \cdot C' = 32.387^2 + 4 \cdot 1.823 \times 10^{-3} \cdot 6.249 \times 10^4 = 1.504 \times 10^3$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{D}}{2 \cdot A} = \frac{-32.387 + \sqrt{1504.476}}{2 \cdot 0.002} = 1755.882$$

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

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1.03 \cdot 1.756 \times 10^3}{1.55 \cdot 832.089} = 1.403$$

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

$$\Delta \rho = \frac{\rho}{\epsilon} = \frac{1.403}{12.5} = 0.112 \quad \text{або у \%} \quad \Delta \rho \cdot 100 = 11.222$$

2.1.6 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{12.5}{1.403} = 8.911$$

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

$$n_2 = 1.221$$

Тиск в кінці розширення, в кПа

$$p_b = \frac{p_{\max}}{\delta^{n_2}} = \frac{6916.214}{8.911^{1.221}} = 478.644$$

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

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1755.882}{8.911^{1.221-1}} = 1082.835$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Температура залишкових газів, в К

$$T_{r.п} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1082.835}{\sqrt[3]{\frac{478.644}{160}}} = 751.504$$

Перевірка

$$\Delta T_r = \frac{|T_r - T_{r.п}|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|770 - 751.504|}{770} \cdot 100 = 2.402 \quad \%$$

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

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

$$\text{де } A = \lambda \cdot (\rho - 1) = 1.55 \cdot (1.403 - 1) = 0.624$$

$$B = \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) = \frac{1.55 \cdot 1.403}{1.221 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{8.911^{1.221 - 1}} \right) = 3.771$$

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

$$p_{mi'} = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \cdot (A + B - C) = \frac{4462.073}{12.5 - 1} \cdot [0.624 + (3.771 - 1.629)] = 1073.434$$

Дійсний середній індикаторний тиск, в кПа

$$p_{mi} = \xi \cdot p_{mi'} = 0.96 \cdot 1073.434 = 1030.496$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_0 \cdot p_{mi}}{\Phi_c \cdot Q_{H.p} \cdot \rho_{int}} = \frac{2.1 \cdot 14.317 \cdot 1030.496}{0.882 \cdot 42447.806 \cdot 1.735} = 0.477$$

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

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

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

2.1.8 Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат, в кПа

$$p_M = (a_M + b_M \cdot V_{п.ср})$$

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

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

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

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

Середній ефективний тиск, в кПа

$$p_{me} = p_{mi} - p_M = 1030.496 - 154.867 = 875.63$$

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

$$\eta_M = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = \frac{875.63}{1030.496} = 0.85$$

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

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0.477 \cdot 0.85 = 0.406$$

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

Отримане в результаті розрахунку значення входить в заданий діапазон.

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

$$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_{н.р}} = \frac{3600}{0.406 \cdot 42447.806} = 0.209$$

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

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

$$B_e = b_e \cdot P_e = 0.209 \cdot 365 = 76.339$$

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

$$V_{st} = 30 \cdot \tau \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{365 \cdot 10^3}{875.63 \cdot 500} = 100.042$$

Робочий об'єм циліндру, в л

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{100.042}{6} = 16.674$$

Розрахунковий діаметр циліндру, в мм

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

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

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

$$d_p = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_s}{\pi \cdot m}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 16.674}{\pi \cdot 1.36}} = 249.92$$

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

Розрахунковий хід поршня, в мм

$$s_p = m \cdot d_p = 1.36 \cdot 249.92 = 339.891$$

$$\text{або в м} \quad s_p \cdot 10^{-3} = 0.34$$

2.1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Приймаємо наступні геометричні розміри циліндру:

діаметр циліндру

$$d' = 250 \text{ мм}$$

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

хід поршня

$$s' = 340 \text{ мм}$$

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

Літраж двигуна, в л

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

Ефективна потужність двигуна, в кВт

$$P_{ep} = \frac{p_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot \pi \cdot 10^3} = \frac{875.63 \cdot 100.138 \cdot 500}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 365.35$$

Отримана величина відрізняється від заданої на:

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

$$\text{де } P_{e.cp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{365.35 + 365}{2} = 365.175$$

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ep} - P_e|}{P_{e.cp}} \cdot 100 = \frac{|365.35 - 365|}{365.175} \cdot 100 = 0.096 \quad \%,$$

що не перевищує допустиму межу у 5%

2.2 Побудова індикаторної діаграми

2.2.1 Побудова теоретичної індикаторної діаграми

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

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

Робочий об'єм циліндру, в м³

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

Об'єм камери згоряння, в м³

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

Повний об'єм циліндру, в м³

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

Об'єм надпоршневого простору в кінці згоряння, в м³

$$V_z = V_c \cdot \rho = 1.451 \times 10^{-3} \cdot 1.403 = 2.036 \times 10^{-3}$$

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:

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

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

на ділянці попереднього розширення:

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

на ділянці подальшого розширення:

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

на ділянці випуску:

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

Результати розрахунку поточних значень тиску індикаторної діаграми

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

в дужках вказано поточний кут повороту колінчастого валу двигуна.

$V(0) = 0.00145$	$p(0) = 137.75$	$V(180) = 0.01814$	$p(180) = 137.75$
$V(10) = 0.00161$	$p(10) = 137.75$	$V(190) = 0.01805$	$p(190) = 138.745$
$V(20) = 0.00208$	$p(20) = 137.75$	$V(200) = 0.01776$	$p(200) = 141.806$
$V(30) = 0.00284$	$p(30) = 137.75$	$V(210) = 0.01729$	$p(210) = 147.171$
$V(40) = 0.00384$	$p(40) = 137.75$	$V(220) = 0.01663$	$p(220) = 155.274$
$V(50) = 0.00506$	$p(50) = 137.75$	$V(230) = 0.01579$	$p(230) = 166.806$
$V(60) = 0.00642$	$p(60) = 137.75$	$V(240) = 0.01477$	$p(240) = 182.829$
$V(70) = 0.00789$	$p(70) = 137.75$	$V(250) = 0.01359$	$p(250) = 204.962$
$V(80) = 0.00938$	$p(80) = 137.75$	$V(260) = 0.01228$	$p(260) = 235.714$
$V(90) = 0.01086$	$p(90) = 137.75$	$V(270) = 0.01086$	$p(270) = 279.058$
$V(100) = 0.01228$	$p(100) = 137.75$	$V(280) = 0.00938$	$p(280) = 341.471$
$V(110) = 0.01359$	$p(110) = 137.75$	$V(290) = 0.00789$	$p(290) = 433.866$
$V(120) = 0.01477$	$p(120) = 137.75$	$V(300) = 0.00642$	$p(300) = 575.233$
$V(130) = 0.01579$	$p(130) = 137.75$	$V(310) = 0.00506$	$p(310) = 799.417$
$V(140) = 0.01663$	$p(140) = 137.75$	$V(320) = 0.00384$	$p(320) = 1166.476$
$V(150) = 0.01729$	$p(150) = 137.75$	$V(330) = 0.00284$	$p(330) = 1773.476$
$V(160) = 0.01776$	$p(160) = 137.75$	$V(340) = 0.00208$	$p(340) = 2719.211$
$V(170) = 0.01805$	$p(170) = 137.75$	$V(350) = 0.00161$	$p(350) = 3866.965$
$V(360) = 0.00145$	$p(360) = 4462.073$	$V(540) = 0.01814$	$p(540) = 478.644$
$V(370) = 0.00161$	$p(370) = 6916.214$	$V(550) = 0.01805$	$p(550) = 160$
$V(380) = 0.00208$	$p(380) = 6739.287$	$V(560) = 0.01776$	$p(560) = 160$

V(390) = 0.00284	p(390) = 4613.441	V(570) = 0.01729	p(570) = 160
V(400) = 0.00384	p(400) = 3181.914	V(580) = 0.01663	p(580) = 160
V(410) = 0.00506	p(410) = 2276.027	V(590) = 0.01579	p(590) = 160
V(420) = 0.00642	p(420) = 1699.966	V(600) = 0.01477	p(600) = 160
V(430) = 0.00789	p(430) = 1323.818	V(610) = 0.01359	p(610) = 160
V(440) = 0.00938	p(440) = 1070.554	V(620) = 0.01228	p(620) = 160
V(450) = 0.01086	p(450) = 895.119	V(630) = 0.01086	p(630) = 160
V(460) = 0.01228	p(460) = 770.686	V(640) = 0.00938	p(640) = 160
V(470) = 0.01359	p(470) = 680.837	V(650) = 0.00789	p(650) = 160
V(480) = 0.01477	p(480) = 615.228	V(660) = 0.00642	p(660) = 160
V(490) = 0.01579	p(490) = 567.175	V(670) = 0.00506	p(670) = 160
V(500) = 0.01663	p(500) = 532.266	V(680) = 0.00384	p(680) = 160
V(510) = 0.01729	p(510) = 507.562	V(690) = 0.00284	p(690) = 160
V(520) = 0.01776	p(520) = 491.12	V(700) = 0.00208	p(700) = 160
V(530) = 0.01805	p(530) = 481.709	V(710) = 0.00161	p(710) = 160

Індикаторна робота робочого циклу, в Дж / цикл

$$L_i = \int_0^{720} \frac{(p(\varphi) + p(\varphi + 1)) \cdot 10^3}{2} \cdot (V(\varphi + 1) - V(\varphi)) d\varphi = 17543.209$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.T} = \frac{L_i}{V_s \cdot 1000} = \frac{1.754 \times 10^4}{0.017 \cdot 1 \times 10^3} = 1.051 \times 10^3$$

Середній індикаторний тиск робочого циклу, в кПа

$$p_{mi.d} = p_{mi.T} \cdot \xi = 1.051 \times 10^3 \cdot 0.96 = 1.009 \times 10^3$$

Похибка середнього індикаторного тиску, у %

$$\Delta p_{mi} = 2 \cdot \frac{|p_{mi} - p_{mi.d}|}{(p_{mi} + p_{mi.d})} \cdot 100 = 2 \cdot \frac{|1.03 \times 10^3 - 1.009 \times 10^3|}{1.03 \times 10^3 + 1.009 \times 10^3} \cdot 100 = 2.099$$

Отриманне значення не перевищує допустиме значення - 5%

2.2.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми

Вихідні дані:

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

Визначається кутом випередження впорску палива (запалювання);

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

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

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

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

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

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

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

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

c'' - точка тиску газів у ВМТ;

z_d - точка максимального тиску газів;

Тиск газів у ВМТ, в кПа

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

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

$$p_{c''} = k_p \cdot p_c = 1.2 \cdot 4.462 \times 10^3 = 5.354 \times 10^3$$

Дійсний максимальний тиск згорання, в кПа

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

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

$$p_{zd} = k_z \cdot p_{\max} = 1 \cdot 6.916 \times 10^3 = 6.916 \times 10^3$$

Визначення положення точок дісної індикаторної діаграми
Точки та параметри теоретичного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
r	$\varphi_r = 0$	$p(\varphi_r) = 137.75$	$V(\varphi_r) = 1.451 \times 10^{-3}$
d	$\varphi_d = 180$	$p(\varphi_d) = 137.75$	$V(\varphi_d) = 0.018$
c	$\varphi_c = 360$	$p(\varphi_c) = 4462.073$	$V(\varphi_c) = 1.451 \times 10^{-3}$
z	$\varphi_z = 361$	$p(\varphi_z) = 6916.214$	$V(\varphi_z) = 1.453 \times 10^{-3}$
b	$\varphi_b = 540$	$p(\varphi_b) = 478.644$	$V(\varphi_b) = 0.018$

Точки та параметри дійсного циклу двигуна.

Назва точки:	Кут відносно 0° пкв	Тиск в точці кПа	Об'єм в циліндрі в данній точці, м ³
c'	$\varphi_{c'} = 360 - c' = 335$	$p(\varphi_{c'}) = 2.202 \times 10^3$	$V(\varphi_{c'}) = 2.424 \times 10^{-3}$
f	$\varphi_f = 360 - f = 345$	$p(\varphi_f) = 3.299 \times 10^3$	$V(\varphi_f) = 1.807 \times 10^{-3}$
z'	$\varphi_{z'} = 379$	$p(\varphi_{z'}) = 6.916 \times 10^3$	$V(\varphi_{z'}) = 2.019 \times 10^{-3}$
b''	$\varphi_{b''} = 540 - b'' = 490$	$p(\varphi_{b''}) = 567.175$	$V(\varphi_{b''}) = 0.016$
r'	$\varphi_{r'} = 720 - r' = 650$	$p(\varphi_{r'}) = 160$	$V(\varphi_{r'}) = 7.885 \times 10^{-3}$
r''	$\varphi_{r''} = r'' = 50$	$p(\varphi_{r''}) = 137.75$	$V(\varphi_{r''}) = 5.059 \times 10^{-3}$
d'	$\varphi_{d'} = 180 + d' = 210$	$p(\varphi_{d'}) = 147.171$	$V(\varphi_{d'}) = 0.017$
c''	$\varphi_{c''} = 360$	$p_{c''} = 5.354 \times 10^3$	$V(\varphi_{c''}) = 1.451 \times 10^{-3}$
z _д	$\varphi_{zд} = 370$	$p_{zд} = 6.916 \times 10^3$	$V(\varphi_{zд}) = 1.61 \times 10^{-3}$

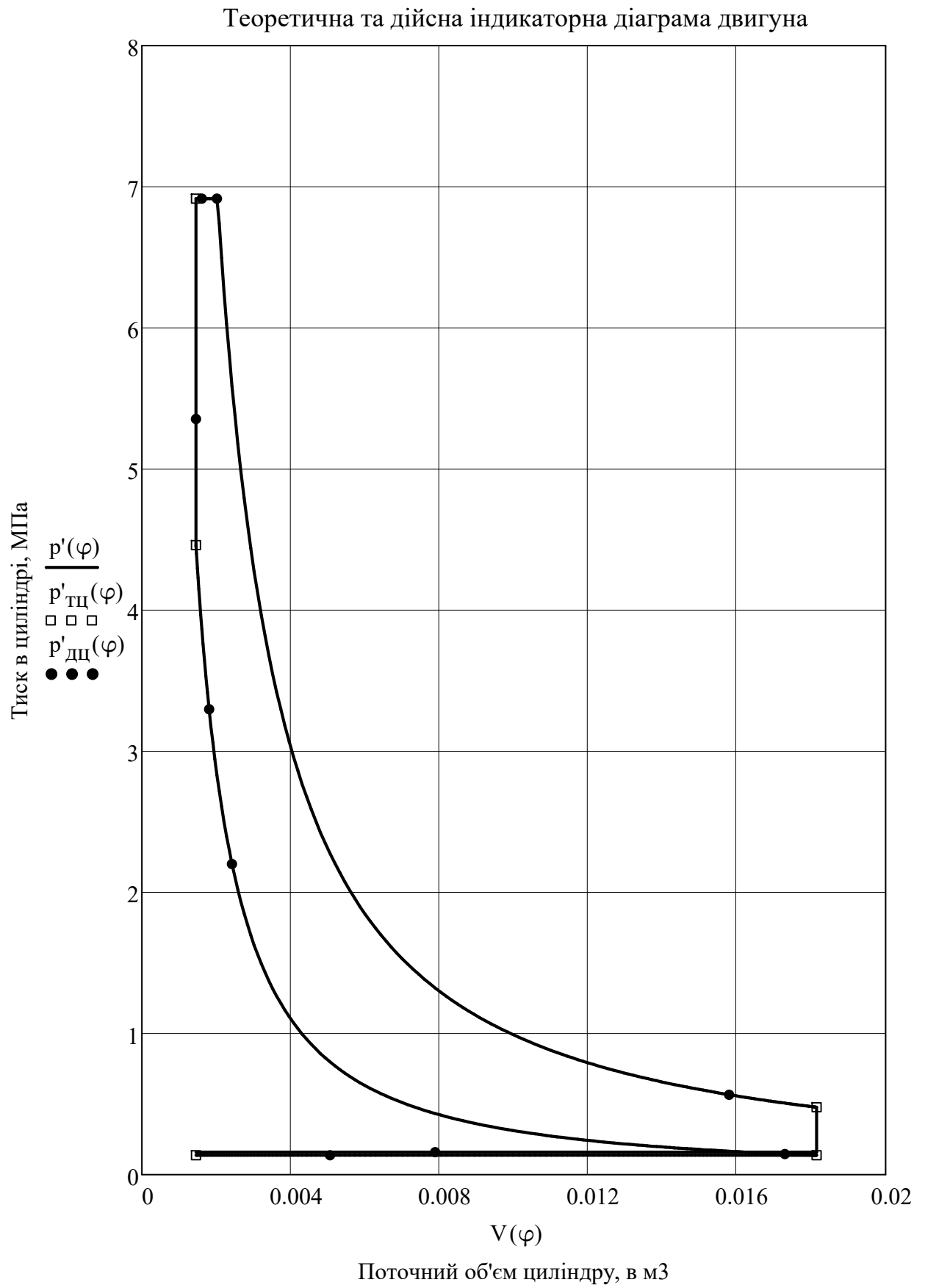


Рис. 2.1 - Згорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

Розгорнута індикаторна діаграма двигуна

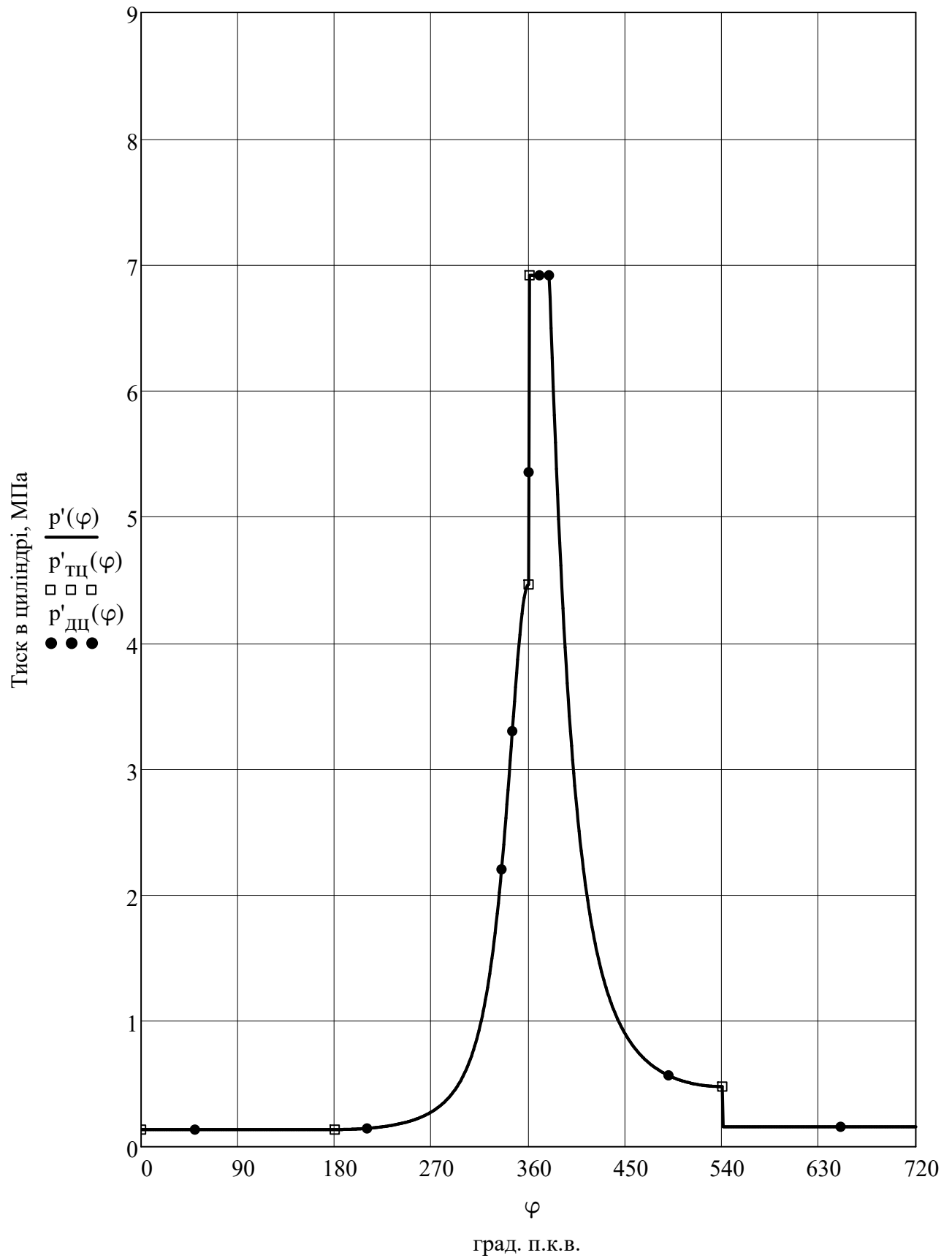


Рис. 2.2 - Розгорнута теоретична та дійсна індикаторна діаграма

2.3 Розрахунок сил та моментів що діють в КШМ

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;

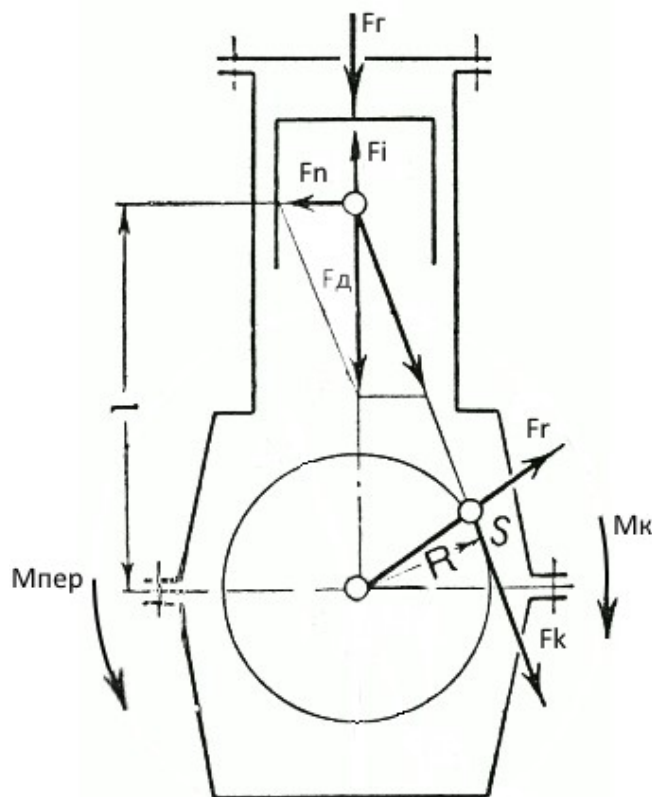


Рисунок 2.3 - Сили та моменти що діють в КШМ.

Згідно даних двигуна-прототипа маємо наступні значення:

$m_{\Pi} = 53.0$ кг - маса комплекту поршня

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

Маса частин КШМ, що рухаються поступально, в кг

$$m_s = m_{\Pi} + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{Ш}} = 53.0 + \frac{1}{3} \cdot 64.75 = 74.583$$

Радіус кривошипу, в м

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

Довжина шатуна, в м

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

Площа поршня, в м²

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

Кутова швидкість, в рад / с

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

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

Кут обертання колінчастого валу

$\varphi = 0 \dots 720$, 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

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

Крутний 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

$F_r(0) = 1.789$	$F_i(0) = -43.659$	$F_d(0) = -41.87$	$M_k(0) = 0.000$
$F_r(30) = 1.789$	$F_i(30) = -34.553$	$F_d(30) = -32.764$	$M_k(30) = -3.407$
$F_r(60) = 1.789$	$F_i(60) = -12.931$	$F_d(60) = -11.142$	$M_k(60) = -1.856$
$F_r(90) = 1.789$	$F_i(90) = 8.899$	$F_d(90) = 10.688$	$M_k(90) = 1.817$
$F_r(120) = 1.789$	$F_i(120) = 21.83$	$F_d(120) = 23.619$	$M_k(120) = 3.021$
$F_r(150) = 1.789$	$F_i(150) = 25.654$	$F_d(150) = 27.443$	$M_k(150) = 1.811$
$F_r(180) = 1.789$	$F_i(180) = 25.862$	$F_d(180) = 27.651$	$M_k(180) = 0.000$
$F_r(210) = 2.252$	$F_i(210) = 25.654$	$F_d(210) = 27.906$	$M_k(210) = -1.842$
$F_r(240) = 4.002$	$F_i(240) = 21.83$	$F_d(240) = 25.832$	$M_k(240) = -3.304$
$F_r(270) = 8.726$	$F_i(270) = 8.899$	$F_d(270) = 17.624$	$M_k(270) = -2.996$
$F_r(300) = 23.264$	$F_i(300) = -12.931$	$F_d(300) = 10.333$	$M_k(300) = -1.721$
$F_r(330) = 82.083$	$F_i(330) = -34.553$	$F_d(330) = 47.53$	$M_k(330) = -4.943$
$F_r(360) = 214.059$	$F_i(360) = -43.659$	$F_d(360) = 170.4$	$M_k(360) = -0.000$
$F_r(390) = 221.489$	$F_i(390) = -34.553$	$F_d(390) = 186.936$	$M_k(390) = 19.442$
$F_r(420) = 78.474$	$F_i(420) = -12.931$	$F_d(420) = 65.543$	$M_k(420) = 10.916$
$F_r(450) = 38.967$	$F_i(450) = 8.899$	$F_d(450) = 47.865$	$M_k(450) = 8.137$
$F_r(480) = 25.227$	$F_i(480) = 21.83$	$F_d(480) = 47.057$	$M_k(480) = 6.019$
$F_r(510) = 19.942$	$F_i(510) = 25.654$	$F_d(510) = 45.597$	$M_k(510) = 3.009$
$F_r(540) = 18.523$	$F_i(540) = 25.862$	$F_d(540) = 44.385$	$M_k(540) = 0.000$
$F_r(570) = 2.881$	$F_i(570) = 25.654$	$F_d(570) = 28.536$	$M_k(570) = -1.883$
$F_r(600) = 2.881$	$F_i(600) = 21.83$	$F_d(600) = 24.711$	$M_k(600) = -3.161$
$F_r(630) = 2.881$	$F_i(630) = 8.899$	$F_d(630) = 11.78$	$M_k(630) = -2.003$
$F_r(660) = 2.881$	$F_i(660) = -12.931$	$F_d(660) = -10.05$	$M_k(660) = 1.674$
$F_r(690) = 2.881$	$F_i(690) = -34.553$	$F_d(690) = -31.672$	$M_k(690) = 3.294$
$F_r(720) = 2.881$	$F_i(720) = -43.659$	$F_d(720) = -40.778$	$M_k(720) = 0.000$

Результати розрахунку сил та моментів що діють в КШМ:
 Сили F_n , F_r та F_k обраховані в кН, крутний момент $M_{пер}$ розраховано в кН м,
 в дужках вказаний поточний кут повороту колінчастого валу

$F_n(0) = 0.000$	$F_r(0) = -41.87$	$F_k(0) = 0.000$	$M_{пер}(0) = 0.000$
$F_n(30) = -4.229$	$F_r(30) = -26.26$	$F_k(30) = -20.044$	$M_{пер}(30) = 3.407$
$F_n(60) = -2.533$	$F_r(60) = -3.377$	$F_k(60) = -10.916$	$M_{пер}(60) = 1.856$
$F_n(90) = 2.83$	$F_r(90) = -2.83$	$F_k(90) = 10.688$	$M_{пер}(90) = -1.817$
$F_n(120) = 5.37$	$F_r(120) = -16.46$	$F_k(120) = 17.77$	$M_{пер}(120) = -3.021$
$F_n(150) = 3.542$	$F_r(150) = -25.538$	$F_k(150) = 10.654$	$M_{пер}(150) = -1.811$
$F_n(180) = 0.000$	$F_r(180) = -27.651$	$F_k(180) = 0.000$	$M_{пер}(180) = 0.000$
$F_n(210) = -3.602$	$F_r(210) = -25.968$	$F_k(210) = -10.834$	$M_{пер}(210) = 1.842$
$F_n(240) = -5.873$	$F_r(240) = -18.002$	$F_k(240) = -19.434$	$M_{пер}(240) = 3.304$
$F_n(270) = -4.667$	$F_r(270) = -4.667$	$F_k(270) = -17.624$	$M_{пер}(270) = 2.996$
$F_n(300) = -2.349$	$F_r(300) = 3.132$	$F_k(300) = -10.123$	$M_{пер}(300) = 1.721$
$F_n(330) = -6.134$	$F_r(330) = 38.095$	$F_k(330) = -29.077$	$M_{пер}(330) = 4.943$
$F_n(360) = -0.000$	$F_r(360) = 170.4$	$F_k(360) = -0.000$	$M_{пер}(360) = 0.000$
$F_n(390) = 24.126$	$F_r(390) = 149.828$	$F_k(390) = 114.362$	$M_{пер}(390) = -19.442$
$F_n(420) = 14.902$	$F_r(420) = 19.866$	$F_k(420) = 64.213$	$M_{пер}(420) = -10.916$
$F_n(450) = 12.676$	$F_r(450) = -12.676$	$F_k(450) = 47.865$	$M_{пер}(450) = -8.137$
$F_n(480) = 10.699$	$F_r(480) = -32.794$	$F_k(480) = 35.403$	$M_{пер}(480) = -6.019$
$F_n(510) = 5.885$	$F_r(510) = -42.43$	$F_k(510) = 17.702$	$M_{пер}(510) = -3.009$
$F_n(540) = 0.000$	$F_r(540) = -44.385$	$F_k(540) = 0.000$	$M_{пер}(540) = -0.000$
$F_n(570) = -3.683$	$F_r(570) = -26.554$	$F_k(570) = -11.078$	$M_{пер}(570) = 1.883$
$F_n(600) = -5.618$	$F_r(600) = -17.221$	$F_k(600) = -18.591$	$M_{пер}(600) = 3.161$
$F_n(630) = -3.12$	$F_r(630) = -3.12$	$F_k(630) = -11.78$	$M_{пер}(630) = 2.003$
$F_n(660) = 2.285$	$F_r(660) = -3.046$	$F_k(660) = 9.846$	$M_{пер}(660) = -1.674$
$F_n(690) = 4.088$	$F_r(690) = -25.385$	$F_k(690) = 19.376$	$M_{пер}(690) = -3.294$
$F_n(720) = 0.000$	$F_r(720) = -40.778$	$F_k(720) = 0.000$	$M_{пер}(720) = -0.000$

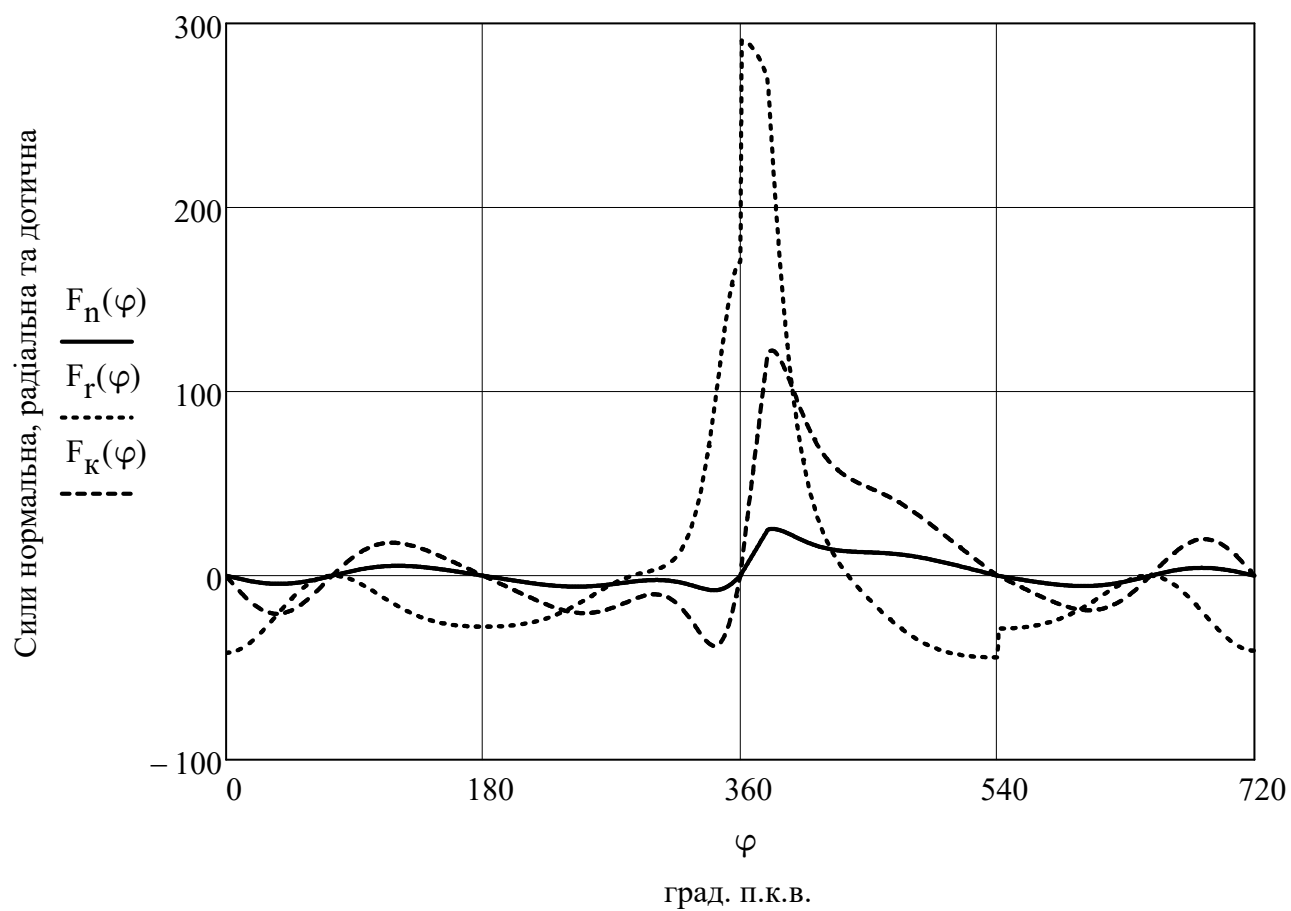
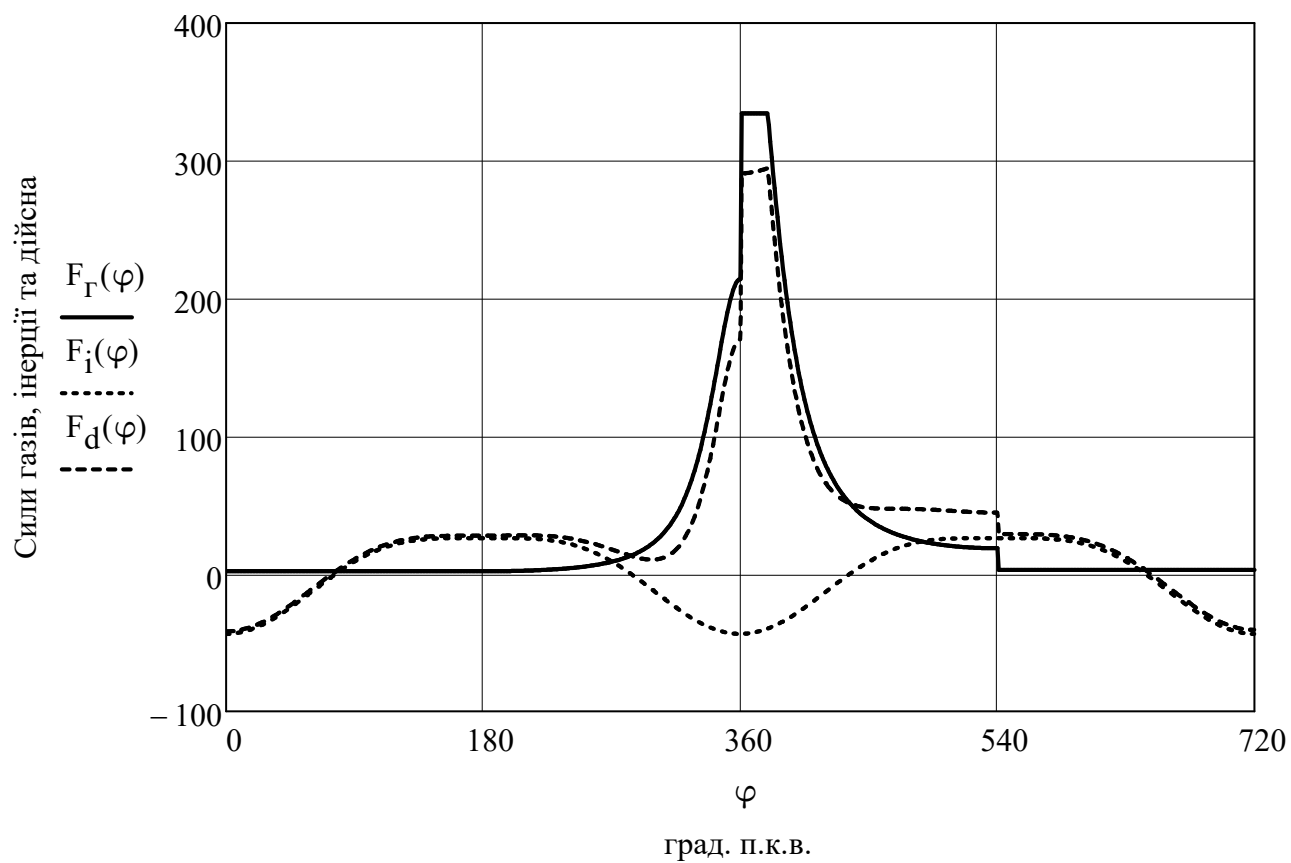


Рисунок 2.4 - Графіки сил що діють в КШМ.

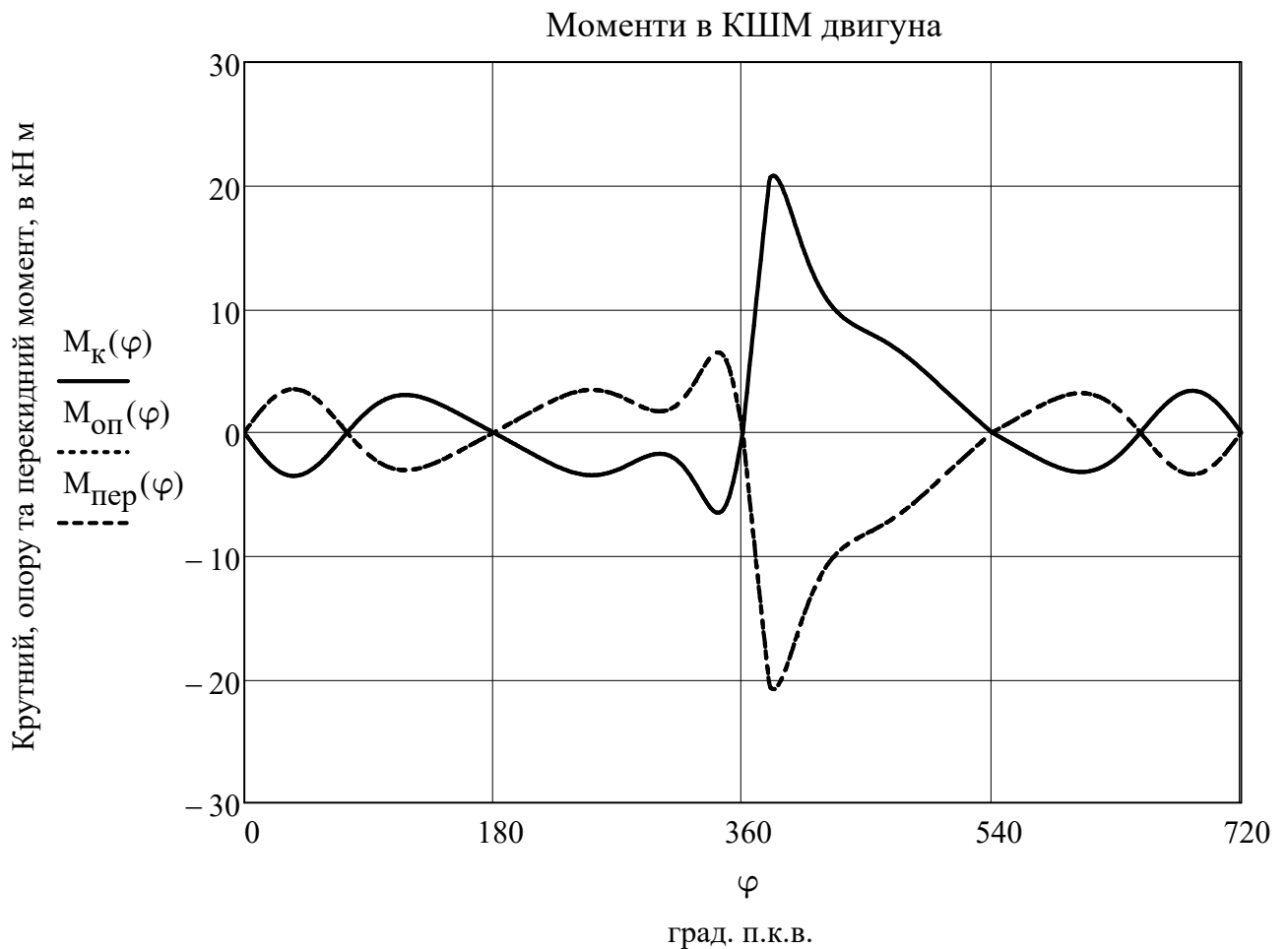


Рисунок 2.5 - Графіки моментів що діють в КШМ.

Визначимо значення та побудуємо графік сумарного крутного моменту.

Визначаємо кут між спалахами в циліндрах двигуна

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

Побудова діаграми сумарного крутного моменту

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

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

Сумарний крутний момент, визначаємо за формулою, в кНм

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

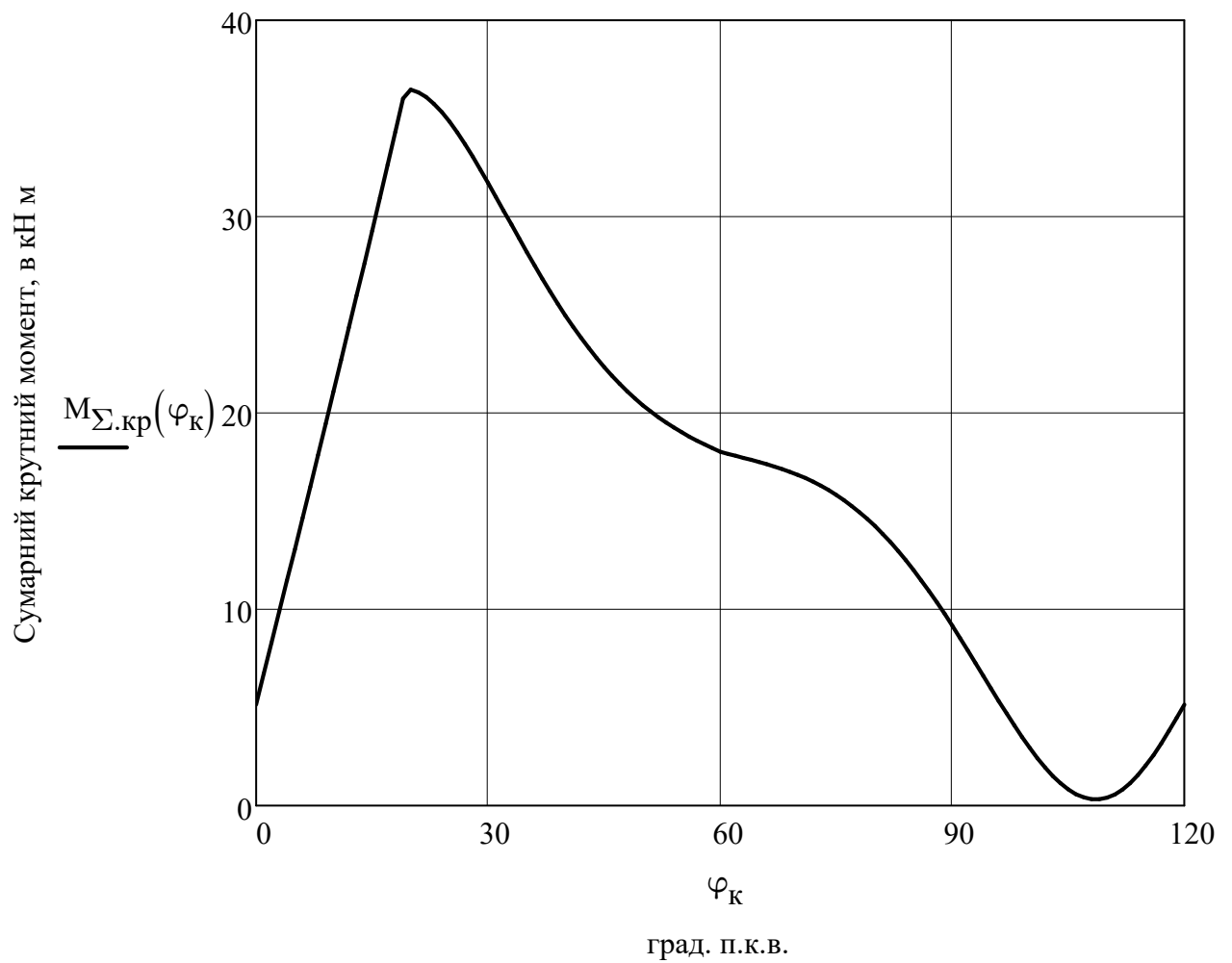


Рисунок 2.6 - Графік сумарного крутного моменту.

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

$$M_{\Sigma.\text{кр}}(0) = 5.15$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{1}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 24.337$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{6}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 16.499$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{2}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 35.332$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{7}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 12.499$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{3}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 27.51$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{8}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 5.334$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{4}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 21.094$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{9}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 0.331$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{5}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 18.027$$

$$M_{\Sigma.\text{кр}}\left(\frac{10}{10} \cdot \varphi_{\text{сп}}\right) = 5.15$$

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 $\text{Дж} / \text{с}$

$$Q_{\Pi} = \frac{B_e \cdot Q_{H.p}}{3.6} = \frac{76.339 \cdot 4.245 \times 10^4}{3.6} = 9.001 \times 10^5$$

у відсотковому відношенні приймаємо за 100%

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

$$Q_e = 10^3 \cdot P_{ep} = 10^3 \cdot 365.35 = 365350.163$$

у відсотковому відношенні, в %

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{3.654 \times 10^5}{9.001 \times 10^5} \cdot 100 = 40.589$$

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

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 900117.879 \cdot 0.406 = 365000$$

Вираховуємо похибку, у %

$$\Delta Q_e = \frac{|Q_e - Q_{e'}|}{Q_e} \cdot 100 = \frac{|3.654 \times 10^5 - 3.65 \times 10^5|}{3.654 \times 10^5} \cdot 100 = 0.096$$

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 $\text{Дж} / \text{с}$

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

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

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

$W_{\text{г.р}} = 0.09$ - відносна втрата палива на ділянки горіння-розширення

$W_{\text{вип}} = 0.04$ - відносна втрата палива на ділянки випуску газів із циліндру

$$\Sigma W = (-W_{\text{нап}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р}} + W_{\text{вип}}) = -0 + 0 + 0.09 + 0.04 = 0.13$$

$$Q_W = \Sigma W \cdot Q_{\text{П}} = 0.13 \cdot 900117.879 = 117015.324$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра

Середній тиск тертя поршня, в кПа

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

Робочий об'єм циліндру, в м^3

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

Потужність тертя поршня, в кВт

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

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

$$Q_{T.П} = 10^3 \cdot P_{\text{П}} = 10^3 \cdot 38.77 = 38770.199$$

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

$$Q'_B = Q_W + Q_{T.П} = 117015.324 + 38770.199 = 155785.523$$

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

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot 10^{-3} \cdot K_1}{\rho_B \cdot C_{\text{мв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{155785.52285 \cdot 10^{-3} \cdot 1.2}{1000 \cdot 4.19 \cdot 10} = 0.00446$$

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

$$P_{\text{в.н}} = \frac{V_B \cdot \Delta p_B}{\eta_{\text{в.н}}} = \frac{0.004 \cdot 98}{0.9} = 0.486$$

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

$$Q_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot P_{\text{в.н}} = 10^3 \cdot 0.486 = 485.823$$

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

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}} = 117015.3 + 38770.2 + 485.8 = 156271.3$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_B = \frac{Q_B}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{156271.346}{900117.879} \cdot 100 = 17.361$$

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

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

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

$$t_d = T_d - 273 = 321.096 - 273 = 48.096$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

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

Ізобарна теплоємність свіжого заряду

$$mCp = 29.074 + 0.0008 \cdot t_d = 29.074 + 0.001 \cdot 48.096 = 29.112$$

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

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

$$\Delta i'_{\Gamma} = M_2 \cdot mCp'' \cdot t_r = 1.071 \cdot 33.488 \cdot 497 = 17831.297$$

$$\Delta i''_{\Gamma} = M_1 \cdot mCp \cdot t_d = 1.039 \cdot 29.112 \cdot 48.096 = 1454.155$$

$$\Delta i_{\Gamma} = \Delta i'_{\Gamma} - \Delta i''_{\Gamma} = 17831.3 - 1454.2 = 16377.1$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_e}{3.6} \cdot \Delta i_{\Gamma} = \frac{76.339}{3.6} \cdot 16377.142 = 347281.987$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\Gamma} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{347281.987}{900117.879} \cdot 100 = 38.582$$

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

Теплота, що відводиться маслом від гарячих деталей двигуна

Доля витрат в механізмах двигуна

$$\Delta_{\text{мд}} = \frac{P_{\text{м}}}{P_{\text{мі}}} \cdot \eta_i = \frac{154.867}{1030.496} \cdot 0.477 = 0.072$$

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

$$Q_{\text{мд}} = \Delta_{\text{мд}} \cdot Q_{\Pi} = 0.072 \cdot 900117.879 = 64555.067$$

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

$$Q_{\text{м1}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{мд}} - Q_{\text{в}} = 117015.324 + 64555.067 - 156271.346 = 25299.045$$

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

$$V_M = \frac{K_2 \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{mm} \cdot 10^3 \cdot \Delta T_M} = \frac{1.5 \cdot 2.53 \times 10^4}{900 \cdot 2.094 \cdot 10^3 \cdot 6} = 3.356 \times 10^{-3}$$

Потужність, що використовується на привід масляного насоса, в кВт

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

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

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

$$P_{M.H} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta_{M.H} \cdot 10^3} = \frac{3.356 \times 10^{-3} \cdot 0.4 \cdot 10^6}{0.8 \cdot 10^3} = 1.678$$

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

$$Q_{M2} = 10^3 \cdot P_{M.H} = 10^3 \cdot 1.678 = 1678.012$$

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

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 25299.045 + 1678.012 = 26977.057$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_M = \frac{Q_M}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{26977.057}{900117.879} \cdot 100 = 2.997$$

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

$$Q_{\text{н.в}} = Q_{\Pi} - \sum \begin{pmatrix} Q_{\text{е}} \\ Q_{\text{в}} \\ Q_{\Gamma} \\ Q_{\text{м}} \end{pmatrix} = 900117.9 - \sum \begin{pmatrix} 365350.2 \\ 156271.3 \\ 347282 \\ 26977.1 \end{pmatrix} = 4237.3$$

у відсотковому відношенні, в %

$$q_{\text{нв}} = \frac{Q_{\text{н.в}}}{Q_{\Pi}} \cdot 100 = \frac{4237.326}{900117.879} \cdot 100.000 = 0.471$$

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	$Q_{\Pi} = 900117.9$	$q_{\Pi} = 100$	100%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна	$Q_{\text{е}} = 365350.2$	$q_{\text{е}} = 40.6$	29...45%
Теплота, що виноситься випускними газами	$Q_{\Gamma} = 347282.0$	$q_{\Gamma} = 38.6$	25...45%
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною	$Q_{\text{в}} = 156271.3$	$q_{\text{в}} = 17.4$	5...35%
Теплота, що відводиться з маслом	$Q_{\text{м}} = 26977.1$	$q_{\text{м}} = 3.0$	3...5%
Невраховані теплові втрати	$Q_{\text{н.в}} = 4237.3$	$q_{\text{нв}} = 0.5$	до 3%

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

Перевірка рівняння теплового балансу, у %

$$q_{\text{е}} + q_{\Gamma} + q_{\text{в}} + q_{\text{м}} + q_{\text{нв}} = 40.589 + 38.582 + 17.361 + 2.997 + 0.471 = 100$$

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

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

№ п/п	Назва параметру	Позначення	Розмірність	Чисельні значення		Порівняння, у %
				Двигун-прототип	Проектний двигун	
1	Ефективна потужність	P_e	кВт	345	365,3	5,9
2	Середній ефективний тиск	p_{me}	кПа	860	876	1,9
3	Ефективний ККД	η_e	-	0,395	0,406	2,8
4	Механічний ККД	η_m	-	0,85	0,85	0,0
5	Питома ефективна витрата палива	b_e	г	211	209	-0,9
			(кВт год)			
6	Діаметр циліндру	D	мм	250	250	0,0
7	Хід поршня	S	мм	340	340	0,0

В даному розділі було вирішено завдання щодо забезпечення вихідної потужності проектного двигуна на рівні 365 кВт. Згідно поставленого завдання це на 20 кВт більше ніж у двигуна-прототипу. По результатам розрахунку параметрів робочого циклу проектного двигуна приріст потужності склав 20,3 кВт, що більше ніж у прототипу на 5,9%.

Зростання номінальної потужності проектного двигуна супроводжується збільшенням середнього ефективного тиску в циліндрі у порівнянні з прототипом. Отримане в результаті розрахунку значення середнього ефективного тиску у проектного двигуна більше ніж у прототипу на 1,9%. Все це є наслідок форсування двигуна, що супроводжується збільшенням циклової роботи в циліндрі, головним чином за рахунок наддуву.

Результати щодо визначення ефективності протікання циклу показують, що питома ефективна витрата палива знизилась на 0,9% у порівнянні з прототипом.

В свою чергу порівняння значень ефективного ККД для проектного двигуна та прототипу показує його зростання на 2,8%.

Якщо вважати що рівень механічних втрат у проектного двигуна не змінився у порівнянні з прототипом, то і для механічного ККД не має змін.

Завдяки раціональному та обґрунтованому вибору початкових даних та допоміжних коефіцієнтів при розрахунку параметрів робочого циклу проектного двигуна, було отримано вихідні параметри двигуна на достатньо високому рівні, і при цьому геометричні розміри циліндро-поршневої групи не змінилися. В результаті нова силова установка має більше значення потужності та краще по економічності, без суттєвого зростання її масо-габаритних параметрів у порівнянні з прототипом.

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 розрахунків вихідні параметри дають можливість оцінити якість та ефективність прийнятих рішень, а також визначити напрямки щодо подальшого вдосконалення двигуна. Вони стануть основою для подальшої роботи на спеціальній частині кваліфікаційної роботи.

РОЗДІЛ 3. ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТМИ КОНТРОЛЮ ДИЗЕЛЯ.

3.1 Опис будови та роботи штатної системи контролю та автоматики дизеля.

3.1.1 Вимірювання та контроль частоти обертання колінчастого валу.

Первинний перетворювач Г113.1 встановлюється на суднових дизелях і дизель-генераторах. Первинний перетворювач 2 розташований на передньому торці дизеля і закріплений з кронштейном 8 на передній кришці 7. Біля полюсних наконечників первинного перетворювача обертається зубчастий ротор 3, закріплений на валу 5 за допомогою кільця 9 і шпонки 10. Вал 5 закріплений на передньому торці колінчастого вала болтами й ущільнений манжетою 6.

Між полюсними наконечниками первинного перетворювача і зубами ротора встановлюється зазор ($2\pm 0,3$) мм.

У первинному перетворювачі Г113.1 частота обертання зубчастого ротора безконтактним способом перетворюється в електричні сигнали, які надходять на вторинний перетворювач Р1813.1. 40.

У вторинному перетворювачі ці сигнали перетворюються на напругу постійного струму, яка пропорційна частоті обертання ротора і подається на показувальний прилад ЛА1619.1 тахометра К1803.1.

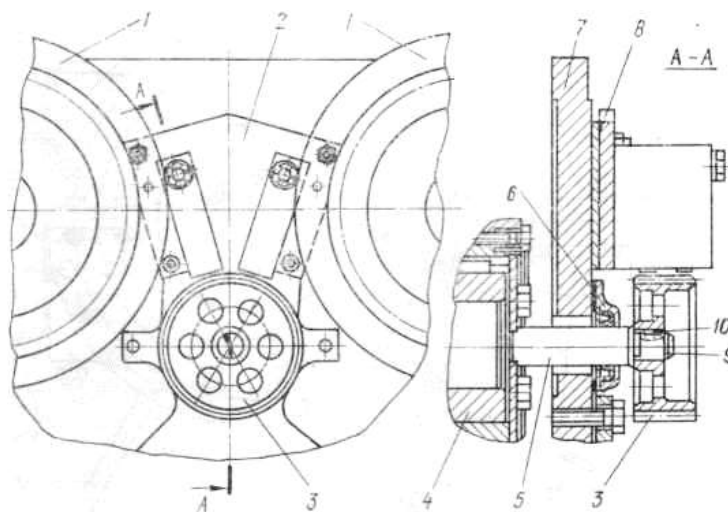


Рис. 3.1 - Привід первинного перетворювача тахометра К1803.1:

1-насос водяний; 2-перетворювач; 3-ротор; 4-вал колінчастий; 5-вал ротора; 6-кришка ущільнення з манжетою; 7-кришка передня; 8-кронштейн; 9-кільце; 10-шпонка

Привід тахометра встановлюють на всіх дизелях і дизель-генераторах, що працюють у стаціонарних умовах, і приводять у рух від проміжної шестерні дизеля через шестерню 8 (мал. 3.2), яка встановлена на валу 9 на шпонці. На інший кінець вала 9 насаджена конічна шестерня 1, яка входить у зачеплення з конічною шестернею 19, насадженою на вал 13.

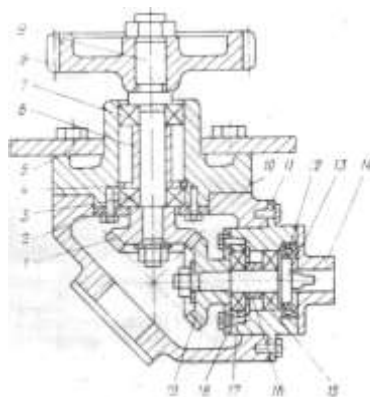


Рис. 3.2 - Привід тахометра ТМ (1,73:

1, 8, 19-шестерня; 2, 5, 14, 18-кришка; 15,18, 17-підшипник; 4, 6, 16-втулка; 9, 13-вал, - 10-корпус; 11-стакан; 12- манжета.

Вал 13 обертається в підшипниках 15 і 17, які запресовані в стакан 11 і від осевого переміщення утримуються кришкою 18 і втулкою 16. Для запобігання підтікання оливи з корпусу 10 у склянці 11 встановлено манжету 12. З'єднання тахометра з приводом здійснюється через гнучкий вал і накидну гайку. Привід монтується на кришці 5, яка кріпиться до кожуха шестерень приводу визначального валу, тахометр встановлюється на кронштейні, який кріпиться до заднього щита дизеля. Гнучкий вал своїм пазом повинен входити в виступаючий кінець приводного валика вимірювача тахометра до упору.

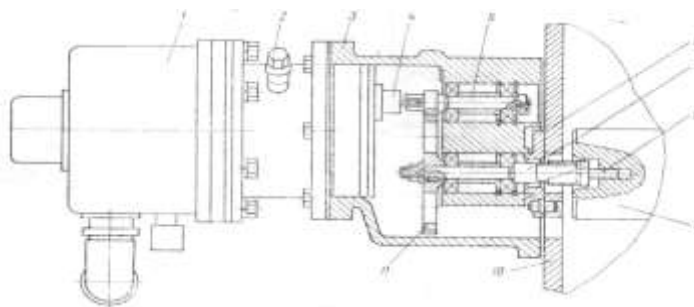


Рис. 3.3 - Привід реле частоти обертання:

1- реле; 2-ніпель; 3-корпус; 4-валик реле; 5-валик-шестерня; 6-проставка; 7-валик; 8-шарнір; 5-вал розподільчий; 10-передній щит; 11-колесо

Привід реле здійснюється від розподільного валу 9 (рис. 3.3) дизеля через редуктор, що складається з корпусу 3, ведучого валика 7, зубчастого колеса 11, валика-шестерні 5. Передавальне відношення редуктора 5 : 3.

На валику-шестерні є паз, необхідний для зчеплення з валиком 4 чутливого елемента реле. Обидва валики запресовані з підшипниками кочення в корпус редуктора. Змащування підшипників здійснюється від загальної масляної системи дизеля через ніпель 2.

Привід кріпиться до переднього щита 10 дизеля і центрується з розподільним валом за допомогою проставки 6. Зачеплення валика 7 з розподільчим валом здійснюється за допомогою шарніра 8.

3.1.2 Контрольно-вимірювальні прилади та засоби автоматизації

Для контролю за роботою окремих систем кожен дизель обладнано контрольно-вимірювальними приладами та засобами автоматизації:

- електронний тахометр, що складається з первинного перетворювача, проміжного перетворювача і приладу показчика для контролю частоти обертання колінчастого валу (для нестационарних дизелів). Живлення приладу: ~220 V, 50 Hz;

- магнітоіндукційний тахометром ТМ 0,75 - для контролю частоти обертання колінчастого валу стаціонарних дизелів;

- манометри типу МТПСд - для виміру тиску води і масла, палива і повітря;

- термометри ТКП-60/ЗМ - для виміру температури масла і води;

- термоелектричний дизельний комплект ТКД-018 – для вимірювання температури випускних газів;

- лічильником мотогодин типу 228ЧП – для обліку часу роботи дизеля;

- серводвигун управління частотою обертання дизеля, встановленим на регуляторі швидкості (крім дизелів 8ЧНП 25/34);

- робочим стоп-пристрій, встановленим на регуляторі швидкості – для нормальної зупинки дизеля;

					ПННІ НУК 142.41.24.01.ПЗ	Арку
						59
Зм.	Лист	№ д-о-кум.	Підпис	Д-а-т.		

- реле КРМ – для контролю температури і тиску в системах змащення та охолодження;
- сигналізаційний пульт СПД-ЗМ;
- дозвільним пусковим клапаном РПК 25/80 – для пуску дизеля (крім стаціонарних);
- кінцеві вимикачі КВН і КВВ, встановленими в блоці автоматики регулятора швидкості – для контролю завдання регулятору швидкості.

Дизелі, автоматизовані за другим ступенем, додатково обладнані:

- реле частоти обертання РС-ЗМ - для сигналізації про частоту обертання колінчастого валу.
- аварійний стоп-пристрій СУ-З – для автоматичного зупинення дизеля за аварійними параметрами;
- система "Роса-М" або система ДАУ СДГ-Т.

З'єднання приладів автоматики, розташованих на дизелі, із системою "Роса-М" або ДАУ СДГ-Т здійснюється через з'єднувальний ящик, розташований на задньому торці дизеля, за схемами, наведеними на рис. 72 або 73. Живлення приладів автоматики, встановлених на дизелі, 24-27 V постійного струму.

Опис перерахованих приладів і вказівки щодо їх обслуговування викладено в їхній експлуатаційній документації.

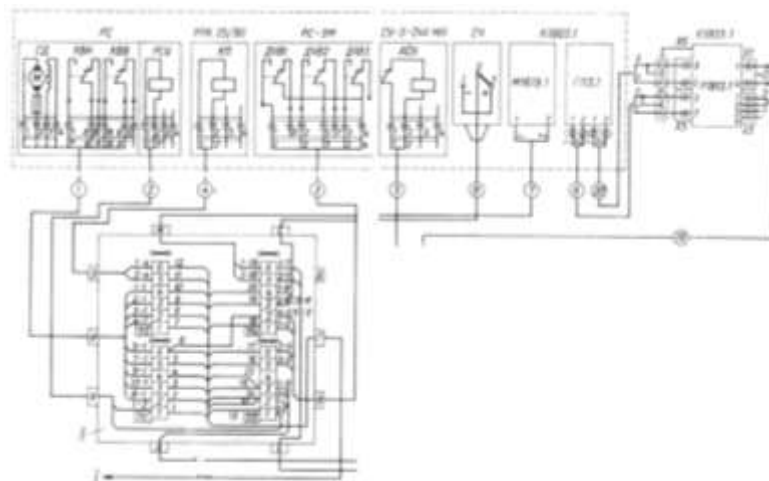


Рис. 3.4 - Схема електрична з'єднань приладів автоматики, розташованих на дизелі, із системою ДАУ СДГ-Т:

РС-регулятор швидкості; СД-серводвигун; КВВ, КВН - мікрОВимикач; РСУ-робочий стоп-пристрій; КП-клапан пусковий; ДЧВ1, ДЧВ2, ДЧВ3 - реле швидкості; АСУ - аварійний стоп-

пристрій; СЧ - лічильник мотогодин; К 1803.1 - тахометр; М1619.1 - показувальний прилад; Г 113.1 - первинний перетворювач; Р 1813.1 - проміжний перетворювач; 7-до системи ДАУ СДГ-Т; 11-з'єднувальний ящик

3.1.3 Система автоматики дизеля.

Система автоматики дизелів, автоматизованих за другим ступенем, обладнаних системою ДАУ СДГ-Т або системою "Роса-М", з датчиками і виконавчими механізмами, установленими на дизелі, забезпечує:

1. Керування дизелем з основного пульта управління, з виносного пульта управління або за командами із суднової системи управління. Вибір місця керування здійснюється з основного пульта керування.

2. Установку і підтримання дизеля в режимі "Гарячий резерв".

3. Дистанційний автоматизований пуск і зупинку дизеля.

4. Виконавчу сигналізацію:

- про наявність живлення на пультах керування;
- про місце керування;
- про ввімкнення режиму "Гарячий резерв";
- про прогрівання дизеля;
- про пуск дизеля;
- про готовність до приймання навантаження;
- про ввімкнення навантаження;
- про зупинку дизеля.

5. Попереджувальну сигналізацію з видачею сигналів у суднову систему автоматики при:

- переході на акумуляторне живлення;
- відключення захистів;
- невдалого пуску;
- зниження тиску масла на вході в дизель нижче 196 kPa (2 kgf/cm²);
- зниженні тиску прісної води нижче 60 kPa (0,6 kgf/cm²);
- підвищенні температури масла на виході з дизеля вище 353 K (80 °C);
- підвищенні температури прісної води на виході з дизеля вище 358 K (85 °C);
- розриві паливних трубок високого тиску.

					ПННІ НУК 14.2.41.24.01.ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ д-о-кум.	Підпис	Д-а-т.		61

6. Аварійну зупинку дизеля і сигналізацію за аварійними параметрами (з видачею сигналів у суднову систему автоматики) у разі:

- зниження тиску масла на вході в дизель нижче 157 kPa (1,6 kgf/cm²);
- підвищення температури прісної води на виході з дизеля вище 363 K (90°C);
- підвищенні частоти обертання вище 9,7 s⁻¹ (570 r/min).

При відключенні захистів сигналізація за аварійними параметрами зберігається.

7. Безрозривне автоматичне перемикання з основного живлення на акумуляторні батареї і назад.

Система автоматики дизелів, автоматизованих за першим ступенем і обладнаних пультом СПД-ЗМ (суднові дизелі) і датчиками КРМ, забезпечує (рис. 74):

8. Попереджувальну сигналізацію в разі:

- зниження тиску масла на вході в дизель нижче 196 kPa (2 kgf/cm²);
- підвищення температури оливи на виході з дизеля вище 353 K (80°C);
- підвищенні температури прісної води на виході з дизеля вище 358 K (85 °C);
- зниженні тиску прісної води до 60 kPa (для стаціонарних дизелів і 8ЧНП 25/34);
- відключенні захистів.

Живлення пульта СПД-ЗМ - постійний струм напругою 24 V від акумуляторних батарей. За нормальної роботи на пульті горить тільки табло ЖИВЛЕННЯ. У разі спрацьовування попереджувальної сигналізації відповідне табло горить рівним світлом і вмикається звукова сигналізація.

Після зникнення попереджувального сигналу табло гасне.

У разі спрацьовування аварійної сигналізації відповідне табло горить миготливим світлом, вмикається звукова сигналізація і подається живлення на робочий стоп-пристрій.

Система автоматики (мал. 75) стаціонарних дизелів, автоматизованих за першим ступенем і обладнаних збуджувальним пристроєм генератора СГ2 і датчиками КРМ, забезпечує аварійну сигналізацію і захист за параметрами:

					ПННІ НУК 142.41.24.01.ПЗ	Арху
Зм.	Лист	№ д-о-кум.	Підпис	Д-а-т.		62

- зниження тиску масла на вході в дизель нижче 196 kPa (2 kgf/cm²);
- зниження тиску води на виході з дизеля 40 kPa (0,4 kgf/cm²);
- підвищення температури масла на виході з дизеля вище 358 K (85 °C);
- підвищення температури води на виході з дизеля вище 363 K (90°C).

Захист за вказаними параметрами відключається дистанційно.

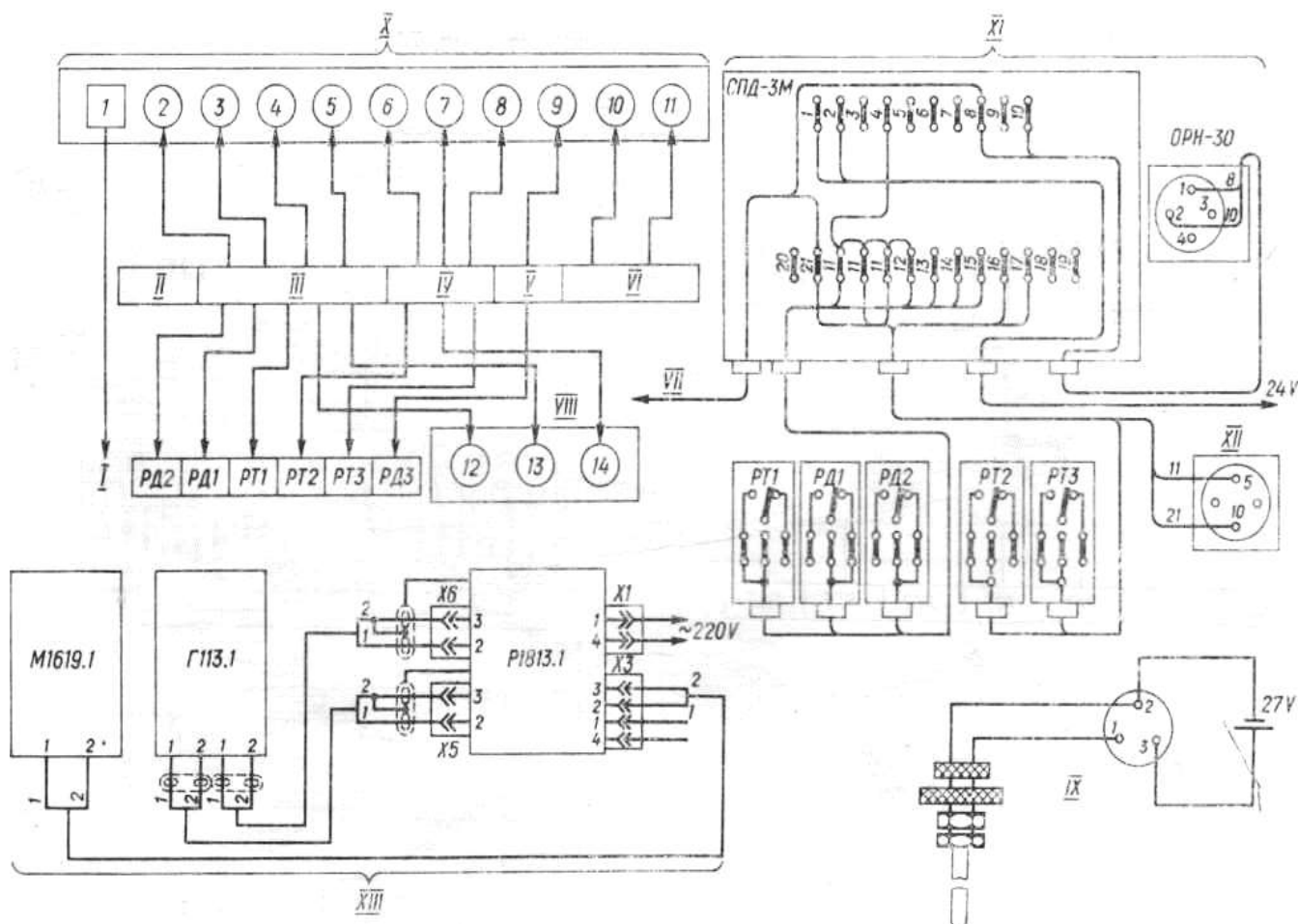


Рис. 3.5 - Схема системи автоматики (перший ступінь автоматизації):

1-лічильник мотогодин; 2-тиск оливи, що надходить до дизеля; 3-тиск оливи до фільтра; 4-температура оливи, що надходить до дизеля; 5-тиск оливи після фільтра; 6-тиск циркуляційної води; 7-температура вихідної води; 8-тиск заборотної води; 9-тиск палива після фільтра; 10-тиск пускового повітря; 11-тиск наддувного повітря; 12-температура оливи з дизеля; 13-тиск масла в дизелі; 14-регулятор швидкості; II-система дизеля; III-масло; IV-вода; V-паливо; VI-повітря; VII-лічильник мотогодин; VIII-щит приладів дистанційного контролю; IX-схема підключення термометра ТУЕ-48; X-схема підключення приладів контролю та сигналізації; XI-схема зовнішніх з'єднань; XII- мікровимикач регулятора; XIII-схема підключення тахометра

3.1.4 Щит приладів

Щит приладів призначений для розміщення на ньому приладів контролю за роботою дизеля і монтується на задньому щиті дизеля на амортизаторах.

На щиті приладів розміщуються судові показувальні манометри МТПСд-100, термометри дистанційні ТКП-60/ЗМ і термоелектричний дизельний комплект ТКД-018.

Манометри слугують для виміру тиску:

- масла, що надходить у дизель;
- масла до фільтра грубого очищення;
- масла після фільтра;
- палива після фільтра;
- палива, що охолоджує форсунку (для дизелів 8ЧН 25/34-3, -4 і 8ЧНП 25/34);
- пускового повітря (на дизелях 6ЧН 25/34-7 і 8ЧН 25/34-4 не встановлюються);
- циркуляційної води;
- заборотної води (на дизелях 6ЧН 25/34-7 і 8ЧН 25/34-4 не встановлюються);
- наддувного повітря;
- масла, що надходить у редуктор (для дизеля 8ЧНП 25/34).

Термометри слугують для виміру температури води, що виходить із дизеля, і оливи, що надходить у дизель, а для дизеля 8ЧНП 25/34 - оливи, що надходить у редуктор, і пального, що охолоджує форсунку.

Термоелектричний дизельний комплект ТКД-018 являє собою пірометр для вимірювання температури випускних газів. Межа вимірювання 273-173 К.

У термоелектричний дизельний комплект входять термопари, мілівольтметр зі шкалою 273 - 1173 К (0-900°C) з перемикачем, компенсаційні дроти з вирівнювальними котушками.

Термопари встановлені на патрубках випускного колектора: дві перед турбіною і одна на виході з турбіни і на виході кожного циліндра.

На щиті приладів встановлено лічильник мотогодин для обліку часу роботи дизеля - показувальний прилад, що вимірює частоту обертання колінчастого валу дизеля.

					ПННІ НУК 142.41.24.01.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ д-о-кум.	Підпис	Д-а-т.		64

Щит приладів дистанційного контролю

Додатковий щит приладів забезпечує дистанційний контроль роботи дизеля.

На ньому змонтовано манометр для виміру тиску масла, що надходить у дизель, і два електричних уніфікованих термометра опору типу ТУЕ-48 для виміру температури масла і води, що виходять із дизеля.

Живлення приладів: постійний струм напругою $27\text{ V} \pm 10\%$.

3.2. Пропозиції щодо системи контролю параметрів дизеля.

3.2.1 Вимірювання та контроль частоти обертання колінчастого валу.

Лічильник імпульсів двоканальний СИ2 призначений для підрахунку кількості імпульсів надходять на вхід приладу по двох каналах. Можуть бути використані для визначення кількості виробленої продукції (в будь-яких одиницях - довжини, ваги, штуки та ін.), Вимірювання переміщення, часу випічки хліба та ін. Вбудований таймер дозволяє використовувати прилад як лічильник напруцювання обладнання, витратоміра.



Рис. 3.6 – Лічильник імпульсів СИ-2

Лічильники виготовляються в двох модифікаціях з живленням: від мережі змінного напруги номіналом 110..240В або від джерела постійної напруги номіналом 12..24В.

Лічильник імпульсів СИ2 призначений для:

- підрахунку кількості імпульсів, що надходять з вимірювальних датчиків на рахункові входи (або один рахунковий вхід) лічильника імпульсів і перерахунку їх в необхідні фізичні одиниці виміру шляхом множення на заданий множник (наприклад, в метри, літри, штуки, кілограми і т. д.);
- підрахунку сумарної вироблення за зміну, добу, тиждень, місяць і т. д. ;
- управління виконавчими механізмами одним або декількома дискретними виходами (найчастіше, в лічильниках імпульсів в якості дискретного виходу використовується реле або оптопара).

Як датчик застосовується індуктивний датчик (безконтактний датчик) або енкодер.

Безконтактний датчик - позиційний вимикач, що спрацьовує без механічного зіткнення з рухомою частиною (машини). Позиційний вимикач - автоматичний вимикач ланцюгів управління, механізм управління якого наводиться в дію при досягненні рухомою частиною машини заданого положення.

Основні функції СИ2:

- автоматичний підрахунок кількості імпульсів, що надійшли на рахунковий вхід (по двох каналах);
- управління зовнішніми виконавчими пристроями, при досягненні заданої кількості імпульсів;
- прямий і зворотний рахунок імпульсів;
- підрахунок часу напрацювання устаткування (лічильник часу);
- вимір кількості імпульсів за одиницю часу (тахометр, витратомір);
- автоматичне збереження результатів рахунки при відключенні живлення;
- розподіл і множення підрахованої кількості імпульсів на коефіцієнти, що вводяться програмно користувачем;

- виключення впливу брязкоту контактів вхідного датчика на результати підрахунку імпульсів;
- відображення результатів підрахунку кількості імпульсів на вбудованому світлодіодному цифровому індикаторі (4 або 5 розрядів);
- можливість роботи з енкодер різних типів, оптичними датчиками з прп або рпр виходом;
- захист параметрів паролем;
- швидкий доступ до часто змінним параметрами;
- інтерфейс RS-485 (Опціонально).

Таблиця 3.1 – Технічні характеристики - СИ2

Назва параметру	Значення
Кількість каналів	2
Входи типу сухий контакт (СК)	2
Кількість виходів	2
Типи вихідних пристроїв	ОК, ОС, Р
Кількість індикаторів	1, 2
Інтерфейс RS-485	є
Напруга живлення, В	ИП24, ИПИ



Рис. 3.7 - Датчик обертів

3.2.2 Вимірювання та контроль температури



Рис. 3.8 – Вимірювач И8

Вимірник восьмиканальний И8 (настінного виконання) призначений для вимірювання та контролю від 1 до 8 фізичних величин і відображення вимірних значень на вбудованих восьми цифрових індикаторах. И8 має вісім незалежних вимірювальних каналів і можливість індикації восьми значень одночасно.

Випускається тільки у виконанні ПП24: живлення від джерела постійної напруги = 12..24 В.

И8 призначений для контролю температури, тиску, вологості, витрати або іншої фізичної величини в декількох зонах одночасно (до 8-и) і вихід аварійної сигналізації, що сигналізує про вихід будь-якого з параметрів, що контролюються за задані межі.

И8 застосовується в якості аварійного сигналізатора в печах, сушильних камерах в харчовій, металургійній та інших галузях промисловості.

Загальні функції і режими роботи:

- вимірювання температури об'єктів за допомогою термоперетворювачів опору (датчиків температури) ТСМ (50М, 100М) і ТСП (50П, 100П, Pt100, Pt500, Pt1000), термопар (ТХК, ТХА, ТЖК і ін.), датчиків з уніфікованим вихідним

сигналом струму АТ (0..5мА, 0..20мА, 4..20мА) і напруги АН (0..1В, 0..5В, 0..10 В);

- опитування приладів у мережі за інтерфейсом RS-485 за протоколом ModBus (прилад виступає у ролі майстра);

- формування сигналу «Аварія» (з можливістю видачі керуючого сигналу на вихідний каскад) при знаходженні вимірюної фізичної величини поза заданого аварійного діапазону, а також при обриві або короткому замиканні вхідних датчиків;

- функція обчислення і індикації квадратного кореня з вимірюваної величини (наприклад, для вимірювання миттєвої витрати з датчиків АН і АТ);

- масштабування шкали вимірювань;

- світлова індикація режимів роботи;

- програмна зміна параметрів характеристики перетворення (зміщення);

- цифрова фільтрація вимірювань (глибина фільтра - до 10 періодів вимірювання);

- зміна періоду індикації вимірюваних значень;

- цифрове калібрування вхідних каналів;

- захист параметрів паролем;

- інтерфейс RS-485 ModBus RTU для реєстрації вимірюваних значень на ПК або для роботи з ПЛК.

Таблиця 3.2 – Технічні характеристики - И8

Назва параметру	Значення
Кількість каналів	8
Типи вхідних датчиків	RS485, УВ (ТС + ПТ + АН + АТ)
Кількість виходів	1
Типи вихідних пристроїв	Р
Кількість індикаторів	8
Інтерфейс RS-485	RS485и, немає
Напруга живлення, В	ИП24

Датчик температури ТСМ-002, ТСП-002, ТХА-002, ТХК-002, ТЖК-002, ТП-002 групи 0 призначені для вимірювання температури навколишнього середовища, рідких, газоподібних та сипких хімічно не агресивних середовищ у різних галузях.



Рис. 3.9 – Датчик температури

Температура - це найбільш поширений вимірюваний параметр, а перегрів - це один з найбільш негативних чинників в роботі обладнання, тому, існує величезна кількість способів і місць застосування датчиків температури.

Принцип дії термоперетворювачів опору заснований на зміні електричного опору провідників і напівпровідників в залежності від температури. Матеріал, з якого виготовляється такий датчик, повинен володіти високим температурним коефіцієнтом опору, по можливості лінійною залежністю опору від температури, хорошою відтворюваністю властивостей інертністю до впливів навколишнього середовища. Найбільшою мірою всім вищесказаним властивостям задовольняє платина, в меншій - мідь.

Термопари - це виключно диференціальні температурні сенсори. Вони формують електричний сигнал, пропорційний різниці температур між двома різними точками. Тому, місце з'єднання (спай), яке ми використовуємо, щоб виміряти необхідну температуру, називають «гарячим» спаєм, в той час як інше місце з'єднання (від якого ми ніяк не можемо уникнути) називається «холодним» спаєм.

Датчики температури ТСМ-002, МСП-002, ТХА-002, ТЖК-002, ТЖК-002, ТП-002 можуть комплектуватися клемної головкою з пресматериала, пластика або алюмінію в залежності від температури експлуатації датчика.

Класифікація датчиків температури ТСМ-002, ТСП-002, ТХА-002, ТХК-002, ТЖК-002, ТП-002 за типом вимірювального (чутливого) елемента

термоперетворювачі опору (термометри) - ТСМ-002, ТСП-002;

термоперетворювачі термоелектричні (термопари) - ТХА-002, ТХК-002, ТЖК-002;

напівпровідникові перетворювачі ТП-002.

Основні технічні характеристики датчиків температури 002:

схема з'єднання ЧЕ – дво-, три-, чотирипровідна;

за типом ЧЕ діляться на:

- термоперетворювачі опору (ТЗ, термоопір, термометри, датчики температури) (50М, 100М, 50П, 100П, Pt100, Pt500, Pt1000, Pt2000, Pt10000);

- термоелектричні перетворювачі (ТП, термоелектричні перетворювачі, термопари, датчики температури) (ТХА (К), ТХК (L));

- напівпровідникові (DS18B20);

матеріал захисної арматури - нержавіюча сталь 12Х18Н10Т;

ступінь захисту від впливу пилу і води - IP54;

конструкція термоперетворювачів (датчики температури) - нерозбірна;

опір ізоляції – не менше 100 МОм;

класи допуску - А, В, С (для ТЗ), 1, 2 (для ТП).

Датчики температури ТСМ-002, ТСП-002, ТХА-002, ТХК-002, ТЖК-002 сертифіковані в Україні. Сертифікат відповідності.

Таблиця 3.3 – Технічні характеристики датчиків температури

Тип НСХ	ТСМ 50М, 100М, ТСП 50П, 100П, ТСП Pt100, Pt500, Pt1000, ТХК, ТХА
Клас допуску	1, 2, 3 (для ТХА), 2, 3 (для ТХК), А, В, В / 3 (для ТСМ, ТСП)
Діаметр монтажної частини D, мм	6, 8, 10

Довжина монтажної частини L, мм	1000, 120, 1250, 1500, 160, 200, 2000, 250, 320, 400, 500, 60, 630, 800
Робочий діапазон вимірюваних температур, °C	-40..100, -40..1000, -40..180, -40..500, -40..600, -40..800
Тип різьби	M20x1,5
Показник теплової інерції, с	15..45

3.2.3 Вимірювання тиску



Рис. 3.10 – Вимірювач тиску

Обладнання для вимірювання тиску МО-05. Призначення засобу вимірювань. Манометри цифрові зразкові МО-05 виробництва ТОВ "Гідрогазкомплект" призначені для точних вимірювань з індикацією поточних виміряних значень на цифровому табло, з допустимою наведеною основною похибкою вимірювання тиску на кожному піддіапазоні не більш ніж $\pm\gamma$: 0,025% і 0,05%.

Область застосування у сфері державного регулювання забезпечення єдності вимірювань: Передача розміру одиниць тиску при повірці засобів вимірювання тиску. Випускають 8 варіантів манометрів МО-05 з межами допустимої основної наведеної похибки для кожного діапазону: 0,025%; 0,05%.

Таблиця 3.4 – Технічні параметри вимірювачів тиску різних діапазонів

Назва параметру	Значення
-----------------	----------

1. МО-05 з межею вимірювання ± 2 кПа (тільки 0,05% к.т.), має виділені діапазони вимірювання тиску:	± 0.4 кПа; ± 0.6 кПа; ± 1 кПа; ± 1.6 кПа; ± 2 кПа; Діапазони ± 0.4 кПа; ± 0.6 кПа випускаються з класом точності 0.25% або 0.4%.
2. МО-05 з межею вимірювання ± 6 кПа (тільки 0,05%), має виділені діапазони вимірювання тиску:	± 1 кПа; ± 1.6 кПа; ± 2.5 кПа; ± 4 кПа; ± 6 кПа;
3. МО-05 з межею вимірювання ± 40 кПа (тільки 0,05%), виділені діапазони вимірювання тиску:	± 6 кПа; ± 10 кПа; ± 16 кПа; ± 25 кПа; ± 40 кПа.
4. МО-05 з межею вимірювання -0,1-0-0,25МПа, має виділені діапазони вимірювання тиску:	0-40кПа; 0-60кПа; 0-100кПа; 0-160кПа; 0-250кПа -100-0 кПа; Вимірювання розрядження проводиться на діапазоні 0,04МПа
5. МО-05 з межею вимірювання 0-2,5МПа має виділені діапазони вимірювання тиску:	0-400кПа; 0-600кПа; 0-1000кПа; 0-1600кПа; 0-2500кПа
6. МО-05 з межею вимірювання 0-16МПа має виділені діапазони вимірювання тиску:	0-2,5МПа; 0-4Мпа; 0-6МПа; 0-10МПа; 0-16МПа
7. МО-05 з межею вимірювання 0-60МПа має виділені діапазони вимірювання тиску:	0-10МПа; 0-16МПа; 0-25МПа; 0-40МПа; 0-60МПа
8. МО-05 з межею вимірювання 0-100МПа має виділені діапазони вимірювання тиску:	0-25МПа; 0-40МПа; 0-60МПа; 0-70МПа; 0-100МПа

Примітка: У кожному манометрі є функція "Перевантаження". У разі перевищення верхньої межі надлишкового тиску на 2%, лунає звуковий сигнал.

Таблиця 3.5 - Технічні параметри вимірювачів тиску

Назва параметру	Значення
Межа допустимої наведеної основної похибки вимірювання тиску на кожному піддіапазоні не більше $\pm \gamma$:	0,025%; 0,05%
Одиниці виміру:	кПа, МПа, кгс/см ²
Надлишковий тиск:	0-60МПа.
Тиск розрядження:	-0,1-0МПа.
Варіація показань не перевищує:	0,5 γ .
Додаткова похибка від зміни температури навколишнього середовища на кожні 10°C:	$\pm 0,5\gamma$.
За стійкістю до кліматичних впливів МО-05 має виконання за ГОСТ 15150-69:	- для роботи за температури: від +18°C до +28°C.

За захищеністю від проникнення всередину зовнішніх твердих тіл (пилу і води):	IP65.
Кількість вимірюваних діапазонів в одному манометрі МО-05:	до 6.
За стійкістю до механічних впливів МО-05 відповідає виконанню:	VI по ГОСТ 12997-84.
Електричне живлення здійснюється:	а) від трьох літієвих батарейок формату AA напруга 1,5 вольт. б) від зовнішнього джерела живлення.
Кількість вимірюваних діапазонів в одному манометрі МО-05:	до 6.
Час безперервної роботи манометра МО-05 від батарейок:	не менше 300 годин. Манометр МО-05 має три режими яскравості світіння цифрової світлодіодної індикації. Цю характеристику вказано для низького рівня світіння. У разі збільшення яскравості світіння цифрової індикації, час безперервної роботи манометра МО-05 зменшується.
Середнє напрацювання на відмову:	15000 годин.
Маса:	не більше 0,8 кг.
Габаритні розміри:	180x108x50мм.
Різьбове з'єднання:	M20x1,5.
Матеріал штуцера нержавіюча сталь:	AISI 304.
Матеріал корпусу манометра:	сплав алюмінію Д16Т.

3.3 Розрахунок різьбового з'єднання кріплення датчику температури

Початкові дані для розрахунку:

$F_{\text{зат}} = 65 \text{ Н}$ - сила затягування різьбового з'єднання;

$f_c = 0.18$ - коефіцієнт тертя різьбового з'єднання;

$i_c = 2$ - кількість стиків різьбового з'єднання;

Сила тертя що утворюється при затягуванні різьбового з'єднання;

$$F_f = F_{\text{зат}} \cdot f_c \cdot i_c = 65 \cdot 0.18 \cdot 2 = 23.4$$

Внутрішній діаметр різьби, в м

$$d_1 = d - 1.08 \cdot p$$

де $d = 0.022$ - зовнішній діаметр різьбового з'єднання, в м

$p = 0.0010$ - крок різьбового з'єднання, в м

$$d_1 = d - 1.08 \cdot p = 0.022 - 1.08 \cdot 0.001 = 0.021$$

Площа поперечного перерізу різьбового з'єднання, в м^2

$$A_1 = \frac{\pi \cdot (d_1^2 - d_{\text{отв}}^2)}{4}$$

де $d_{\text{отв}} = 0.01$ - внутрішній діаметр різьбового з'єднання, в м

$$A_1 = \frac{\pi \cdot (d_1^2 - d_{\text{отв}}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (0.021^2 - 0.01^2)}{4} = 2.652 \times 10^{-4}$$

Визначимо еквівалентне напруження по третій теорії міцності, в Па

$$\sigma_{\text{екв}} = \frac{k_1 \cdot F_{\text{зат}}}{A_1}$$

де $k_1 = 1.3$ - коефіцієнт що враховує вплив на міцність з'єднання дотичних напружень кручення від моменту тертя в різьбі, що виникає при під час закручування.

$$\sigma_{\text{екв}} = \frac{k_1 \cdot F_{\text{зат}}}{A_1} = \frac{1.3 \cdot 65}{2.652 \times 10^{-4}} = 3.186 \times 10^5$$

Допустима напруга розтягування, в МПа

$$\sigma_p = \frac{\sigma_T}{s}$$

де $\sigma_T = 120$ МПа - межа текучості матеріалу різьбового з'єднання.

$s = 3$ - коефіцієнт запасу міцності.

$$\sigma_p = \frac{\sigma_T}{s} = \frac{120}{3} = 40$$

Допустима сила затягування різьбового з'єднання, в МН

$$F_{\text{зат.гр}} = A_1 \cdot \frac{\sigma_T}{1.3 \cdot s} = 2.652 \times 10^{-4} \cdot \frac{120}{1.3 \cdot 3} = 8.16 \times 10^{-3}$$

Напруга зминання витків різьбового з'єднання, в Па

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{F_{\text{зат}}}{A_d}$$

де $A_d = 0.85 \cdot A_1$ мм² - площа деформації деталей різьбового з'єднання.

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{F_{\text{зат}}}{A_d} = \frac{65}{0.85 \cdot 0} = 288364.919$$

3.4 Висновки по розділу.

В даному розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу системи контролю та автоматики штатного двигуна. Під час розгляду будови та роботи, а також аналізу системи контролю та автоматики, виявлено наявність контрольно-вимірювальних приладів старого зразка. Запропоновано замінити штатні вимірювальні прилади з аналоговим принципом на нові прилади з цифровим принципом вимірювання та відображення. Розглянуто параметри точності виміру сучасних вимірювальних приладів та співставлено їх з переліком параметрів необхідних для поточного контролю роботи дизеля. Розраховано параметри різьбового з'єднання датчика виміру температури під час установки в місці заміру. Оцінено ефективність запропонованих конструкторських рішень.

					ПННІ НУК 142.41.24.01.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ д-о-кум.	Підпис	Д-а-т-		76

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;

4.1.3 Розрахунок викидів токсичних компонентів відпрацьованих газів

Початкові дані для розрахунку

$P_{\text{екс}} = 365$ кВт - експлуатаційна потужність двигуна;

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

$\varphi = 1$ - коефіцієнт продування;

$\alpha = 2.1$ - коефіцієнт надлишку повітря;

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

Визначення основних витратних характеристик двигуна

Секундна масова витрата повітря, в кг/год

$$G_{\text{пов}} = b_e \cdot P_{\text{екс}} \cdot \varphi \cdot \alpha \cdot l_0 = 0.209 \cdot 365 \cdot 2.1 \cdot 14.45 = 2314.868$$

Секундна масова витрата відпрацьованих газів, в кг/с

$$G_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{пов}}}{3600} \cdot \left[1 + \frac{1}{(\varphi \cdot \alpha \cdot l_0)} \right] = \frac{2314.868}{3600} \cdot \left(1 + \frac{1}{2.1 \cdot 14.45} \right) = 0.664$$

Густина відпрацьованих газів, в кг/м³

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

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

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

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

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

$$Q_{\text{вг}} = \frac{G_{\text{вг}}}{\rho_{\text{вг}}} = \frac{0.664}{0.35} = 1.9$$

Розрахунок параметрів токсичності відпрацьованих газів

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

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

Масовий секундний викид чадного газу, в г/с

$$m_{CO.c} = \frac{g_{CO} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{4.723 \cdot 365}{3600} = 0.479$$

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

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

Масовий секундний викид окислів азоту, в г/с

$$m_{NOx.c} = \frac{g_{NOx} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{8.548 \cdot 365}{3600} = 0.867$$

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

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

Масовий секундний викид вугдеводнів, в г/с

$$m_{CH.c} = \frac{g_{CH} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{2.195 \cdot 365}{3.6 \times 10^3} = 0.222$$

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

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

Масовий секундний викид двоокису сірки, в г/с

$$m_{SO2.c} = \frac{g_{SO2} \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.17 \cdot 365}{3.6 \times 10^3} = 0.119$$

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

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

Масовий секундний викид сажі, в г/с

$$m_{C.c} = \frac{g_C \cdot P_{екс}}{3600} = \frac{1.588 \cdot 365}{3.6 \times 10^3} = 0.161$$

Масовий секундний викид токсичних компонентів, в г/с

$$m_{TK} = \sum \begin{pmatrix} m_{CO.c} \\ m_{NOx.c} \\ m_{CH.c} \\ m_{SO2.c} \\ m_{C.c} \end{pmatrix} = \sum \begin{pmatrix} 0.479 \\ 0.867 \\ 0.222 \\ 0.119 \\ 0.161 \end{pmatrix} = 1.848$$

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

$$\delta m_{CO} = \frac{m_{CO.c}}{m_{TK}} = \frac{0.479}{1.848} = 0.259 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CO} \cdot 100 = 25.917$$

- окислів азоту

$$\delta m_{NOx} = \frac{m_{NOx.c}}{m_{TK}} = \frac{0.867}{1.848} = 0.469 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{NOx} \cdot 100 = 46.904$$

- вуглеводнів

$$\delta m_{CH} = \frac{m_{CH.c}}{m_{TK}} = \frac{0.222}{1.848} = 0.12 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{CH} \cdot 100 = 12.041$$

- сажі

$$\delta m_C = \frac{m_{C.c}}{m_{TK}} = \frac{0.161}{1.848} = 0.087 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_C \cdot 100 = 8.716$$

- двоокису сірки

$$\delta m_{SO2} = \frac{m_{SO2.c}}{m_{TK}} = \frac{0.119}{1.848} = 0.064 \quad \text{або у \%} \quad \delta m_{SO2} \cdot 100 = 6.422$$

Перевірка зведеного балансу токсичних компонентів у %

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

4.2 Техніка безпеки при обслуговуванні дизеля.

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

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

1) Пари палива та мастила.

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

2) Пожежна безпека.

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

3) Електробезпека.

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

4) Якість освітлення.

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

5) Ефективність системи вентиляції.

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

6) Шум та вібрація. Шум значно погіршує продуктивність праці. Впливаючи на людину, при інтенсивному рівні шуму тривалий час спостерігається утомлення слухового апарату.

4.2.2 Розрахунок рівня шуму проектованого двигуна

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

Таблиця 4.1 - 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 $n_H = 500 \text{ хв}^{-1}$ - номінальна частота обертання колінчастого валу

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

$P_e = 365 \text{ кВт}$ - номінальна потужність проектованого двигуна;

$$a = 10 \cdot \log(n_H + P_e^{0.55}) = 10 \cdot \log(500 + 365^{0.55}) = 27.207$$

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

$$L_n = (54 + a + b) = 54 + 27.207 + 0 = 81.207$$

Отриманий в результаті розрахунку рівень шуму проектованого дизеля на номінальному режимі роботи, дещо перевищує значення встановленого санітарними нормами. Для зниження шкідливого впливу шуму необхідно передбачити певний комплекс робіт, направлений на його зниження, та захист обслуговуючого персоналу від його шкідливого впливу.

4.2.3 Розрахунок рівня вібрації проектного двигуна

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

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 $m = 12200$ кг - маса проектного двигуна;

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

$$a = n_H \cdot P_e^{0.55} \cdot \left(\frac{1 + P_e}{m} \right) = 500 \cdot 365^{0.55} \cdot \frac{1 + 365}{1.22 \times 10^4} = 384.904$$

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

$$c = 1 + \left(\frac{1}{n_H} \right)^3 \cdot \frac{m}{P_e} = 1 + \left(\frac{1}{500} \right)^3 \cdot \frac{1.22 \times 10^4}{365} = 1$$

$$L_v = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{a}{c} + b \right) = 44 + 10 \cdot \log \left(\frac{384.904}{1} + 0 \right) = 69.854$$

4.3 Висновки по розділу

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

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

Розрахунок параметрів шумності та вібрації для проектованого двигуна показав, що зазначені параметри дещо виходять за допустимі межі. Тому потрібно перебачити заходи щодо зниження шуму та вібрації проектованого двигуна.

ВИСНОВКИ

В даній кваліфікаційній роботі вирішено завдання щодо підвищення ефективності експлуатації дизельного двигуна для стаціонарної електростанції, потужністю 365 кВт, спроектованого на базі двигуна-прототипу 6ЧН 25/34, за рахунок вдосконалення приладів системи контролю параметрів.

Відповідно до поставлених в ході роботи завдань було зроблено наступне:

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

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

В третьому розділі розглянуто та проаналізовано будову та роботу системи систему поточного контролю параметрів штатного дизельного двигуна, розглянуто її переваги та недоліки. Виявлено незадовільну ефективність аналогової системи поточного контролю параметрів роботи штатного дизельного двигуна. Запропоновано нову цифрову систему поточного контролю параметрів дизельного двигуна на базі вимірювальних приладів РегМік. Визначено діапазони зміни та похибки вимірюваних параметрів запропонованої системи поточного контролю параметрів проектного дизельного двигуна.

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

В графічній частині роботи представлено запропоновані технічні рішення.

					ПННІ НУК 142.41.24.01.ПЗ	Арку
Зм.	Лист	№ д-о-кум.	Підпис	Д-а-т.		85

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. Литвин С.М., Методичні вказівки до виконання випускної роботи студентів з напряму підготовки 6.050503 «Машинобудування» за освітньо-кваліфікаційним рівнем «бакалавр» / С.М. Литвин, П.В. Малютін . – Первомайськ: ППІ НУК, 2013. – 56 с.

3. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова.- М.: Машиностроение, 1983.-375с.

4. 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.

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

6. Система стандартів безпеки праці