

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО

« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРОБКА ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДЛЯ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи

Здобувач освіти



Олексій ГОГОРЕНКО

Ваган ШАГІНЯН

Миколаїв 2025

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра Двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації
Ступінь Магістр
Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(шифр і назва)
Освітня програма Двигуни внутрішнього згоряння

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
 О. А. Гогоренко
« » 20 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Шагіняну Вагану Норіковичу

1. Тема роботи Дослідження та розробка паливної системи для дизель-генератора
2. Керівник роботи канд. техн. наук, доцент Гогоренко О. А.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом закладу вищої освіти від "15" 10 2025 року № 1226-уч
3. Строк подання здобувачем роботи _____
4. Вихідні дані до роботи Двигун типу 6ЧН 26/34; потужність двигуна – 850 кВт; частота обертання колінчатого валу – 750 хв⁻¹; ступінь стиснення – 13; тиск наддуву – 0,218 МПа; коефіцієнт надлишку повітря – 1,95. Паливна система Common Rail
5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) застосування двигуна на судні; моделювання робочого циклу та розрахунок індикаторної діаграми двигуна; дослідження та розробка паливної системи для роботи на важкому паливі; економічне обґрунтування розробки паливної системи для суднового дизель-генератора; розробка заходів щодо охорони праці та захисту навколишнього середовища при експлуатації морських суден
6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Поперечний переріз двигуна; схема паливної системи; паливний акумулятор; ПНВТ; форсунка; розпилювач форсунки

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

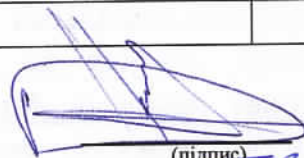
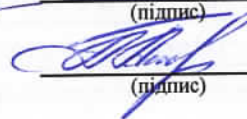
8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка

Здобувач освіти

Керівник роботи


 (підпис)
/Ваган ШАГІНЯН/
(прізвище та ініціали)

 (підпис)
/Олексій ГОГОРЕНКО/
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі проведено дослідження та розроблено проєкт модернізації паливної системи допоміжного суднового дизель-генератора типу 6ЧН 26/34. Метою роботи є підвищення економічної ефективності та екологічності двигуна шляхом адаптації його для стабільної роботи на флотському мазуті Ф-5 з використанням сучасної технології Common Rail. В ході дослідження виконано тепловий розрахунок та моделювання робочого циклу двигуна на новому паливі, обґрунтовано вибір ключових елементів акумуляторної паливної системи (одноплунжерний насос високого тиску, п'єзоелектричні форсунки з електронним керуванням) та виконано їх конструктивні розрахунки. Проведене техніко-економічне обґрунтування доводить високу ефективність проєкту: річна економія на паливі може сягати 75,2 млн грн, а термін окупності додаткових інвестицій складає лише близько 3 місяців. Розроблено комплекс заходів з охорони праці та зменшення екологічного впливу енергоустановки. Результати роботи свідчать про технічну можливість та економічну доцільність запропонованої модернізації для інтеграції вітчизняних двигунів у сучасні суднові енергосистеми.

Ключові слова: дизель-генератор, паливна система, важке паливо, Common Rail, п'єзоелектрична форсунка, економічна ефективність, модернізація, суднова енергетична установка.

ABSTRACT

This Master's qualification thesis presents research and development of a modernization project for the fuel system of an auxiliary marine diesel-generator type 6ChN 26/34. The aim of the work is to increase the economic efficiency and environmental friendliness of the engine by adapting it for stable operation on marine fuel oil F-5 using modern Common Rail technology. The study includes a thermal calculation and simulation of the engine's working cycle with the new fuel, substantiates the selection of key components for the common rail fuel system (a single-plunger high-pressure pump, piezoelectric injectors with electronic control), and performs their design calculations. The techno-economic assessment proves the high efficiency of the project: annual fuel cost savings can reach 75.2 million UAH, with a payback period for additional investments of only about 3 months. A set of measures for labor protection and reduction of the environmental impact of the power plant has been developed. The results of the work demonstrate the technical feasibility and economic viability of the proposed modernization for integrating domestic engines into modern shipboard energy systems.

Keywords: diesel generator, fuel system, heavy fuel oil, Common Rail, piezoelectric injector, economic efficiency, modernization, marine power plant.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА ТИПУ 6ЧН 26/34 НА СУДНІ	7
1.1 Опис судна «Nordancer».....	7
1.2 Опис допоміжного дизель-генератора суднової електростанції	11
1.3 Обґрунтування доцільності проведення дослідження та розробки паливної системи	21
1.4 Висновок до розділу	22
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 26/34	23
2.1 Розрахунок робочого циклу двигуна	23
2.2 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми	31
2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна	33
2.4 Висновки до розділу	38
РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРОБКА ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДЛЯ РОБОТИ НА ВАЖКОМУ ПАЛИВІ	39
3.1 Призначення, опис та обґрунтування необхідності вдосконалення паливної системи	39
3.2 Обґрунтування вибору, опис та принцип дії ПНВТ	41
3.3 Обґрунтування вибору форсунок паливної системи Common Rail	42
3.4 Розрахунок форсунки	52
3.5 Висновки до розділу	55
РОЗДІЛ 4. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РОЗРОБКИ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДЛЯ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА	57
4.1 Обґрунтування необхідності розробки паливної системи	57
4.2 Розрахунок економічної ефективності впровадження в експлуатацію спроектованого двигуна	59
4.3 Висновок до розділу	61

РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЩОДО ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТУ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ МОРСЬКИХ СУДЕН	63
5.1 Аналіз шкідливих і небезпечних факторів у машинному відділенні	63
5.2 Розрахунок освітленості машинного відділення	72
5.3 Вплив суднової енергетичної установки на навколишнє середовище	74
5.4 Висновок до розділу	76
ВИСНОВКИ ДО РОБОТИ	77
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	80

ВСТУП

Сучасний етап розвитку судноплавства характеризується посиленням вимог до ефективності, екологічності та надійності морських енергетичних установок. Зростання вартості традиційних енергоносіїв, суворі міжнародні норми щодо шкідливих викидів (MARPOL Annex VI, Tier II/III), а також потреба у підвищенні операційної гнучкості та автономності суден вимагають пошуку інноваційних технічних рішень. Особливої актуальності набуває модернізація допоміжних енергетичних систем, які забезпечують життєдіяльність судна та його вантажне обладнання, зокрема рефрижераторні контейнери.

Об'єктом дослідження даної кваліфікаційної роботи є паливна система допоміжного дизель-генератора, що встановлюється на сучасних багатоцільових суднах, зокрема на судні «Nordancer» проекту PX121. Вибір вітчизняного дизель-генератора типу 6ЧН 26/34 виробництва «Первомайськдизельмаш» як базового для модернізації зумовлений його широким розповсюдженням, надійністю та потенціалом для підвищення ефективності шляхом адаптації до роботи на альтернативних видах палива.

Актуальність теми зумовлена необхідністю інтеграції перевірених вітчизняних двигунів у сучасні високотехнологічні судові комплекси. Модернізація паливної системи за технологією Common Rail дозволяє досягти значної економії експлуатаційних витрат за рахунок переходу на дешевший флотський мазут (Ф-5), підвищити екологічні показники шляхом точної дозованої подачі палива, а також забезпечити кращу керованість та діагностику енергоустановки в цілому.

Мета роботи – дослідження, розробка та техніко-економічне обґрунтування модернізації паливної системи дизель-генератора 6ЧН 26/34 для роботи на важкому паливі з використанням принципів системи Common Rail.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються наступні завдання:

					КРМ.142.6221м.25.25.00.ПЗ.	Лист
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Аналіз об'єкта модернізації – багатоцільового судна «Nordancer» та допоміжного дизель-генератора 6ЧН 26/34.

Моделювання робочого циклу двигуна для визначення основних енергетичних та економічних показників після переходу на важке паливо.

Дослідження та розробка концепції сучасної паливної системи Common Rail, обґрунтування вибору її ключових елементів (насос високого тиску, п'єзоелектричні форсунки) та виконання їх розрахунків.

Проведення економічної оцінки доцільності модернізації з розрахунком річного економічного ефекту та терміну окупності проекту.

Розробка заходів щодо охорони праці та захисту навколишнього середовища при експлуатації суднової енергоустановки.

Наукова новизна роботи полягає в комплексному підході до модернізації конкретного вітчизняного суднового дизель-генератора шляхом адаптації передової технології Common Rail, що включає теоретичне моделювання, конструкторську розробку та економічне обґрунтування.

Практична значущість одержаних результатів полягає у розробці технічно реалізованого проекту модернізації, який може бути впроваджений для підвищення конкурентоспроможності вітчизняного суднового машинобудування, зниження експлуатаційних витрат судновласників та забезпечення дотримання сучасних екологічних стандартів.

Робота складається з вступу, п'яти розділів, висновків та списку використаних джерел. Дослідження виконано на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння, установок та технічної експлуатації Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова.

					КРМ.142.6221м.25.25.00.ПЗ.	Лист
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАСТОСУВАННЯ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

ТИПУ 6ЧН 26/34 НА СУДНІ

1.1 Опис судна «Nordancer»

Судно «Nordancer» є одним з найяскравіших та найбільш технологічно досконалих представників сімейства багатоцільових суден проекту PX121, зробленого данською інженерною компанією Knud E. Hansen. Введене в експлуатацію у 2015 році, це судно уособлює еволюцію концепції універсального вантажного перевізника, що бере свій початок ще від радянських рефрижераторно-контейнерних суден типу «Балтійський», але повністю переосмислене для викликів та вимог глобального ринку XXI століття. «Nordancer» належить управлінню данської судноплавної компанії Nordana, яка десятиліттями спеціалізується на нішевих та проектних перевезеннях між Європою, Америкою та Карибським басейном. Його існування та успішна експлуатація демонструють, що попит на високоякісні, гнучкі та ефективні транспортні послуги залишається критично важливим у світі, де логістичні ланцюги стають дедалі складнішими. Технічні та експлуатаційні характеристики судна «Nordancer» представлені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1. Технічні та експлуатаційні характеристики судна «Nordancer»

Характеристика	Значення / Опис
Тип судна	Багатоцільове судно (Multi-Purpose Vessel), проект PX121
Порт приписки	Ден-Хелдер (Den Helder), Нідерланди
Прапор	Нідерланди (Dutch)
Оператор / Власник	Nordana (Gearbulk / Nordana Holdings)
Рік побудови	2015
Місце побудови	Верф Jiangsu Yangzijiang Shipbuilding Co., Ltd., Китай
Клас судна	Lloyd's Register (LR)
Номер ІМО	9699823
Довжина (загальна)	149,95 метрів
Ширина	23,70 метрів
Висота борту	13,30 метрів
Осадка (макс.)	8,50 метрів
Водотоннажність	19150 тон (при осаді 8,5 м)

Дедвейт (DWT)	12700 тон
Вантажомісткість (трюми)	18300 м ³ (зернова) / 16600 м ³ (кіпова)
Контейнеризація	Близько 700 TEU (двадцятифутових еквівалентів), з них 350 TEU можуть бути рефрижераторними (рефери)
Реферні розетки	130 × 440V / 60Hz (або 400V / 50Hz)
Вантажний трюм	1 відкритий трюм без бімсів, з подовжніми балками. Розміри люка: 92,0 м (довжина) × 18,6 м (ширина).
Палубне навантаження	До 15 тон/м ² на верхній палубі, до 25 тон/м ² на кришках люків
Вантажопідйомний апарат	1 кормовий кран, вантажопідйомність 320 тон (окремо), або 2 × 160 тон у тандемі. Виліт 28 метрів.
Головний двигун	1 х MAN 6S50ME-B9.3 (двопаливний, може працювати на HFO та MDO/MGO)
Потужність головного двигуна	8100 кВт (при 108 об/хв)
Допоміжні двигуни	Три дизель-генератори, кожен потужністю 850 кВт
Швидкість	Експлуатаційна: близько 15,5 вузлів
Дальність плавання	Понад 20 тис. морських миль
Екіпаж	Призначення на 18...20 осіб (наявні каюти для 24)
Кількість палуб	Дві повні палуби (верхня та друга), плюс платформа в трюмі.
Особливості	Потужна система електропостачання для рефів, відповідність вимогам IMO Tier II щодо викидів NOx, низький баластний трюм, оптимізована форма корпусу для економії палива, можливість перевезення легкових автомобілів (Ro-Ro) у трюмі, зміцнення для плавання у льодах (Ice Class 1C).

Філософія, закладена в конструкцію «Nordancer», полягає у максимальній адаптивності. На відміну від спеціалізованих контейнеровозів, танкерів чи класичних балкерів, це судно створене для того, щоб реагувати на коливання попиту та пропозиції, приймати найрізноманітніші вантажі на одному рейсі та ефективно працювати на маршрутах, де стандартні судна будуть економічно нездібними. Його архітектура — це результат глибокого аналізу ринку, де поєднуються традиційні потужності для генеральних вантажів з можливостями сучасного контейнерного та навіть часткового ролкерного трафіку.

Зовні «Nordancer» виглядає суворо та функціонально. Його силует визначається довгим, незайманим палубами корпусом із характерною транцевою кормою, де розташоване масивне кормове підйомне спорудження. Надбудова компактно згрупована в самій кормі, звільняючи максимальний простір для вантажних операцій. Помітний бульбоподібний носовий обтікач свідчить про увагу до енергоефективності. За цією зовнішньою простотою криється високотехнологічне серце, здане забезпечувати перевезення від палетированих мішків із цукром до сорокаконтейнерних модулів для офшорних платформ або сотень холодильних контейнерів із замороженими продуктами.

Ключовою особливістю судна є його універсальний вантажний трюм. На відміну від старих суден із низкою ізольованих відсіків, «Nordancer» має єдиний великий боксовий трюм із вражаючими розмірами та міцністю. Він не має традиційних бімсів, що перешкоджають завантаженню, завдяки системі потужних поздовжніх балок. Висота трюму дозволяє розміщувати в ньому кілька ярусів контейнерів або високе негабаритне обладнання. Цей простір може бути швидко адаптований під конкретні потреби рейсу: для перевезення сипучих продуктів (наприклад, зерна або паливних брикетів) встановлюються временні перегородки; для захисту чутливих вантажів монтуються дерев'яні обшивки; а для кріплення великогабаритних вантажів передбачена система найтових рейок та кіл у підлозі.

Палуба «Nordancer» є продовженням його вантажних можливостей. Вона розрахована на значні навантаження, що робить її ідеальною для перевезення лісоматеріалів, сталевих збірок, труб або модулів. Потужна система кріплення контейнерів дозволяє розміщувати на верхній палубі значну їх частину. Однак найважливішою особливістю палуби є наявність численних електричних розеток для рефрижераторних контейнерів (реферів). «Nordancer» може забезпечити енергією десятки таких спеціалізованих контейнерів, перетворюючись, по суті, на ефективного перевізника замороженої риби, м'яса, фруктів або фармацевтичної продукції. Ця функція робить його прямим спадкоємцем традиційних «банановозів», але на новому рівні: замість вбудованих

					КРМ.142.6221м.25.25.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		9

рефрижераторних трюмів використовується стандартизована контейнерна одиниця, що надає неймовірну гнучкість у формуванні вантажу.

Кормова частина судна обладнана потужним кормовим підйомним апаратом (crane) вантажопідйомністю 320 тонн. Це не просто вантажний кран, а складний інженерний комплекс, що дозволяє здійснювати самостійне завантаження та розвантаження в портах з обмеженою інфраструктурою. Завдяки ньому «Nordancer» може працювати там, де немає порталних кранів, приймати негабаритні вантажі прямо з причалу або баржі та ставати незалежним від наземних служб. Ця автономність розширює його географію плавання до віддалених районів будівництва, офшорних терміналів або малих портів розвинених країн.

Серце енергетичної установки – це сучасний головний дизельний двигун, який забезпечує необхідну потужність для тривалих трансатлантичних переходів зі швидкістю, що дозволяє дотримуватися жорстких логістичних графіків. Конструкція судна відповідає найсучаснішим екологічним стандартам. Форма корпусу оптимізована для мінімізації опору, що знижує витрати палива та викиди CO₂. Системи судна дозволяють використовувати паливо з низьким вмістом сірки, відповідаючи вимогам імпульсних контрольованих зон (Emission Control Areas), а конструкція передбачає потенційну модернізацію для використання альтернативних палив у майбутньому.

Екіпаж «Nordancer» працює в сучасних умовах. Житлові та робочі приміщення в надбудові забезпечують високий рівень комфорту та безпеки. Каюти, звичайно, одномісні, є рекреаційні зони, спортивний зал, більярд. Управління судном максимально автоматизоване, з високотехнологічним навігаційним містком, обладнаним системами інтегрованих навігаційних дисплеїв, радарми, картплоттерами та пристроями супутникового зв'язку.

У практичній експлуатації «Nordancer» демонструє свою універсальність щодня. Типовий рейс може починатися в європейському порту, де на борт приймається партія проєктного вантажу – наприклад, компоненти для бу-

					КРМ.142.6221м.25.25.01.ПЗ.	Лист
						10
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

дівництва електростанції. Далі судно прямує до Бразилії, де завантажує палітировану сою або цукор у трюм та контейнери з замороженою яловичиною на палубу. Після розвантаження в Карибському басейні, воно може взяти на зворотний шлях партію бананів або ананасів у реферних контейнерах, а також генеральні вантажі для європейських компаній. Ця здатність поєднувати різноманітні вантажі на одному судні робить його рентабельним навіть на нестандартних маршрутах.

Отже, «Nordancer» – це не просто судно, це комплексне логістичне рішення. Він уособлює перехід від спеціалізації до адаптивності, від жорстких систем до модульних, від залежності від інфраструктури портів до оперативної автономності. Це судно-хамелеон, здатне відповісти на виклик будь-якого вантажного завдання, від цивілізованих портів Північної Європи до віддалених терміналів Латинської Америки. Своїм існуванням він доводить, що у світі масштабних контейнерних перевезень залишається місце для інтелекту, гнучкості та високої інженерної майстерності, які втілені в проекті PX121 та реалізовані в данській судноплавній традиції компанії Nordana.

1.2 Опис допоміжного дизель-генератора суднової електростанції

Для забезпечення потреб судна «Nordancer» електроенергією, пропонується використання вітчизняних двигунів 6ЧН 26/34. виробництва машинобудівного заводу АТВТ «Первомайськдизельмаш». При поєднання цих двигунів з синхронними генераторами СБГ 800-750 ОМЧ ми отримуємо ще один тип двигунів, які випускає АТВТ «Первомайськдизельмаш» – дизель-генератор ДГР2А 800/750 ГОСТ 22246-84.

Основні показники дизеля 6ЧН 26/34:

Номінальна потужність двигуна	860 кВт;
Номінальна частота обертання колінчастого валу	750 хв-1;
Ступінь стиску	12,5
Питома витрата палива	0,223+0,011 кг/(кВт·год).

					КРМ.142.6221м.25.25.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		11

З боку вільного кінця валу розташовані турбокомпресор, охолоджувач наддувочного повітря, насоси: водяні, масляний і для охолодження форсунок. Привід всіх насосів здійснюється від шестерні колінчастого валу.

З боку основного відбору потужності розташований регулятор швидкості типу 1.ОРН-100, щит приладів і пристрої автоматики.

Тракти впускання і випускного розташовані на правій стороні дизеля, що спрощує його обслуговування. Внутрішня порожнина верхньої частини блоку з правого боку дизеля використана як наддувочного ресивер.

Дизель повністю закапотован, трубопроводи високого тиску мають захист від розбризкування палива при розриві.

Паливні насоси високого тиску встановлюються на верхній площині блоку. Виїмка розподільного валу передбачена убік, без розбирання інших вузлів.

У нижній точці корпусу охолоджувача повітря встановлений автоматичний клапан для спуску конденсату з корпусу охолоджувача на непрацюючому дизелі.

Витяжка шпильок кришки циліндра і витяжка болтів корінних опор колінчастого валу виконується за допомогою спеціального інструменту: гідравлічного для шпильок кріплення кришки циліндра і механізованого для кріплення опор колінчастого валу.

Кришка циліндра індивідуальна для кожного циліндра, відлита з високоміцного чавуну, 4-х клапанна з послідовним розташуванням однойменних клапанів, кріпиться до блоку чотирма силовими шпильками, втулка циліндра з сорочкою кріпиться до кришки циліндра шістьма шпильками, які спільно з силовими шпильками забезпечують замикання стику.

Паливна система дизеля забезпечує роботу, як на моторному паливі, так і на дизельному паливі. Система складається з: устаткування підготовки моторного палива, насоса (шестерного типу) для охолодження форсунок, паливного насоса високого тиску золотникового типу для кожного циліндра.

					КРМ.142.6221м.25.25.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		12

Форсунка – закрита з багатодирчастим розпилювачем, охолоджуваним дизельним паливом і гідравлічним управлінням підйому голки. Перед нагнітальним колектором встановлений паливний фільтр. У систему охолодження форсунок встановлений охолоджувач палива з терморегулятором. Кріплення форсунки до кришки здійснюється за допомогою спеціальної скоби.

Для дизеля прийнята конструкція втулки з напресованою сорочкою. Така конструкція втулки дозволяє зробити блок сухим, що оберігає його від корозійного руйнування.

Поршень складений, охолоджуваний маслом, із сталевою головкою і чавунним тронком (рис. 1.3). Масло, для охолодження поршня, подається примусово з верхньої головки шатуна через отвір в пальці поршня, і свердлення в тронкі і головці в порожнині охолодження поршневих кілець, потім в центральну частину порожнини охолодження головки, і звідти вільно зливається в раму дизель-генератора.

На поршні є п'ять канавок, в яких встановлюються поршневі кільця: у трьох верхніх – компресійні, у двох нижніх – маслоз'ємні.

Кільця виготовлені з високоміцного чавуну. Верхнє – хромоване, прямокутного перетину, нижні два – компресійні, слабokonусні «хвилинні» і мають маркування «Низ».

Нижні два кільця – маслоз'ємні, з еспандером, мають два робочі поясо-чки. Цими поясочками, при ході поршня вниз, з дзеркала циліндра знімається надлишок масла, яке проходить через прорізи в маслоз'ємному кільці і стікає в раму дизель-генератора через дренажні отвори в тронку.

Поршень і шатун з'єднуються поршневим пальцем плаваючого типу. Палець виконаний зі сталі та з цементованою поверхнею, від осевого переміщення утримується двома стопорними кільцями, встановленими в кільцевих канавках бобишок поршня.

На днищі головки поршня є поглиблення для запобігання торканню поршня до клапана при їх зависанні.

					КРМ.142.6221м.25.25.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		13

Колінчатий вал суцільнокований з високоякісної сталі. На привідному кінці валу розташована шестерня приводу розподільного валу. На вільному кінці валу встановлюються шестерня приводу водяних насосів, масляного і паливопідкачуючого насосів. Для урівноваження сил інерції мас, що обертаються, на всіх щоках валу встановлені противаги. Колінчатий вал підвісний, кріпиться до блок-картера за допомогою бугелів семи опорних підшипників і одного бугеля упорного підшипника. Кріплення кожного бугеля здійснюється двома силовими болтами, гайки яких розміщуються в спеціальних вікнах блок-картера. Для доступу до шатунних і корінних підшипників в нижній частині блок-картера, з обох боків, передбачені люки, закриті щитами картера. На щитах картера змонтовані запобіжні клапани, які призначені для обертання дизеля від руйнування при вибуху масляної пари в картері.

Блок-картер коробчатої конструкції. З боку заднього торця до блок-картера кріпиться корпус приводу. Блок-картер і кришка, при виготовленні, обробляються спільно, і при ремонті розбирати їх не рекомендується. Усередині кришки розташований комплект шестерень, призначений для передачі обертання від колінчатого валу до розподільного валу. Закриття і ущільнення необхідні для запобігання витоків масла по колінчастому валу з блок-картера. На задньому торці кріпиться кронштейн щита приладів.

З переднього торця до блок-картера кріпиться передній кожух, який є корпусом приводу допоміжних агрегатів, що навішуються на дизель.

У верхній частині блок-картера розміщені втулки циліндрів. У просторі між втулками і сорочками циркулює охолоджуюча рідина. У верхню полицю блок-картера укручені шпильки кріплення кришок циліндрів.

Порожнина розподільчого валу закрита кришкою. Конструкція блок-картера забезпечує виїмку розподільного валу в бік газорозподілу. Кришки закривають технологічні порожнини.

Нагнітальна повітряна порожнина (наддувний ресивер) утворена стінками блок-картера. Перехідник служить для підведення повітря з повітряної порожнини в кришку циліндра.

					КРМ.142.6221м.25.25.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		14

Рама дизель-генератора зварної конструкції (рис. 1.1), призначена для монтажу на ній дизеля, генератора і інших допоміжних агрегатів.

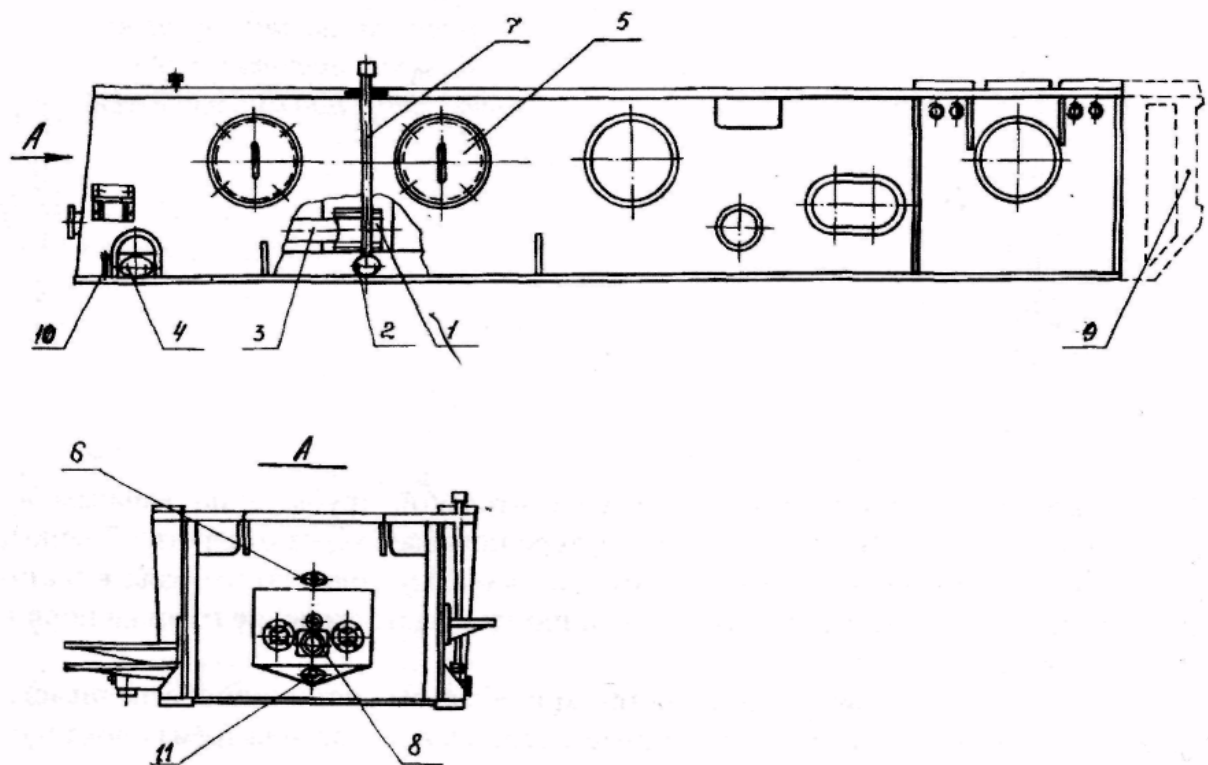


Рис. 1.1. Рама дизель-генератора: 1 – фільтр; 2, 4, 6, 8 – фланці; 3 – труба; 5 – кришка; 7 – щуп; 9 – опора; 10 – гвинт

У піддизельній частині рами вбудована масляна ванна. Для зливу масла з ванни і заповнення служать фланці 2 і 4. Для забору масла з ванни (при роботі дизеля) є труба 3 з фланцем 8, з огорожним фільтром 1, і фланець 11 для забору масла електронасосним агрегатом. Щуп 7 необхідний для визначення рівня масла в масляній ванні. Люки, що закриваються кришкою 5 і необхідні для очищення масляної ванни від відкладень.

Втулка циліндра складеної конструкції складається з гільзи 9 і сорочки 8. Така конструкція дозволяє підвищити надійність газового стику і організувати рівномірне охолодження гільзи.

Втулка циліндра і кришка циліндра кріпляться до блок-картера чотирма силовими шпильками. Додатково втулка циліндра і кришка скріпляються між

собою шпильками з гайками. Охолодження гільзи відбувається таким чином: вода з охолоджуючої магістралі поступає на вхід у сорочці, звідки прямує в порожнину охолодження втулки циліндра.

Перепуск охолоджуючої води, з порожнини охолодження втулки в кришку циліндра, відбувається через вісім перепускних отворів. Гільза, у верхній частині, має подовжні ребра, за рахунок яких забезпечується збільшення швидкості охолоджуючої води а, отже, рівномірне інтенсивне охолодження. Посадка гільзи в сорочці підібрана так, що при робочій температурі переходить в пресову, забезпечуючи додаткову жорсткість і міцність всієї конструкції втулки циліндра.

У верхній і нижній частині, між гільзою і сорочкою, встановлені ущільнюючі кільця, що служать для запобігання підтіканню води з охолоджуючої порожнини. Для ущільнення картера, в нижній частині сорочки, встановлене кільце ущільнювача. Кільце перешкоджає попаданню води в картер при розгерметизації підведення води в сорочку і перешкоджає попаданню масла в «сухі» порожнини блоку. У нижній частині втулки є дві прорізки (вибірки), в які входить нижня головка шатуна при його підйомі для проведення техобслуговування огляду поршнів та кілець.

Кришка циліндра чотириклапанна з виводом газових каналів на одну сторону, центрально розташованою форсункою (рис. 1.2). Однойменні клапани розташовані послідовно. Для підвищення довговічності клапанів у кришку на пресовій посадці встановлюються сідла, виготовлені зі спеціального сплаву. Крім того, фаски випускних клапанів посилені наплавленням твердого сплаву.

Ефективне відведення тепла від найбільш нагрітих ділянок днища кришки досягається за допомогою комбінованої системи охолодження.

Форсунка 17 кріпиться до кришки 5 спеціальною скобою 18, ущільнення форсунки, у вогняному днищі, здійснюється мідною прокладкою (прокладками). Паливна порожнина відокремлена від масляної спеціальним дренажем.

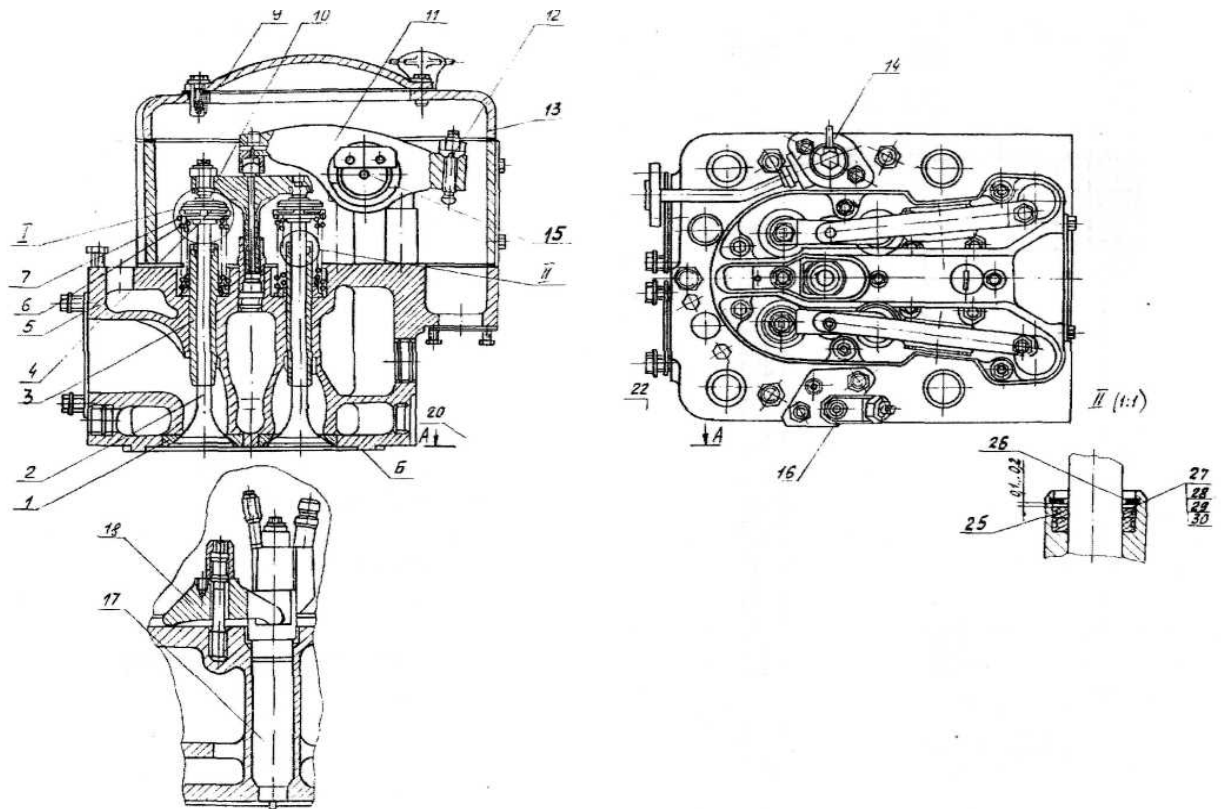


Рис. 1.2. Кришка циліндра: 1 – сідло клапана; 2 – клапан впуску; 3 – направляюча клапана; 4 – механізм повороту клапанів; 5 – кришка; 6 – пружина внутрішня; 7 – пружина зовнішня; 9 – кришка; 10 – траверса; 11 – коромисло; 12 – регулювальний гвинт; 13 – кришка; 14 – пусковий клапан; 15 – вісь; 16 – індикаторний кран; 17 – форсунка; 18 – скоба форсунки; 25 – фторопластові кільця; 26 – стопорне кільце; 27, 28, 29, 30 – кільця

Під кришкою циліндра (корпус 13, кришка 9) прокладені паливопроводи високого тиску та траси охолодження форсунок. На корпусі кришки, на спеціальному фланці, розміщені: пусковий клапан 14, запобіжний клапан та індикаторний кран 16.

Затягнення гайок силових шпильок кришки циліндра 5 має здійснюватися виключно гідравлічними домкратами..

Поверхня «Б» кришки притирається до торцевої поверхні втулки циліндра.

На кожній кришці циліндра встановлений індикаторний кран, призначений для підключення приладу вимірювання тиску у циліндрі.

Кран складається із шпинделя 1 з двома конусами, штуцера 2 і корпусу 4. На корпусі 4 з одного боку є різьба для під'єднання приладів, з іншого – різьба для під'єднання крана в перехідник. Індикаторний кран 16 закривається і відкривається уручну за допомогою ключа, що знаходиться в комплекті інструменту.

Шатун виготовлений з легованої сталі. Стержень шатуна має в центрі канал, а в нижній головці канали, по яких масло з шатунного підшипника потрапляє в головній (рис. 1.3).

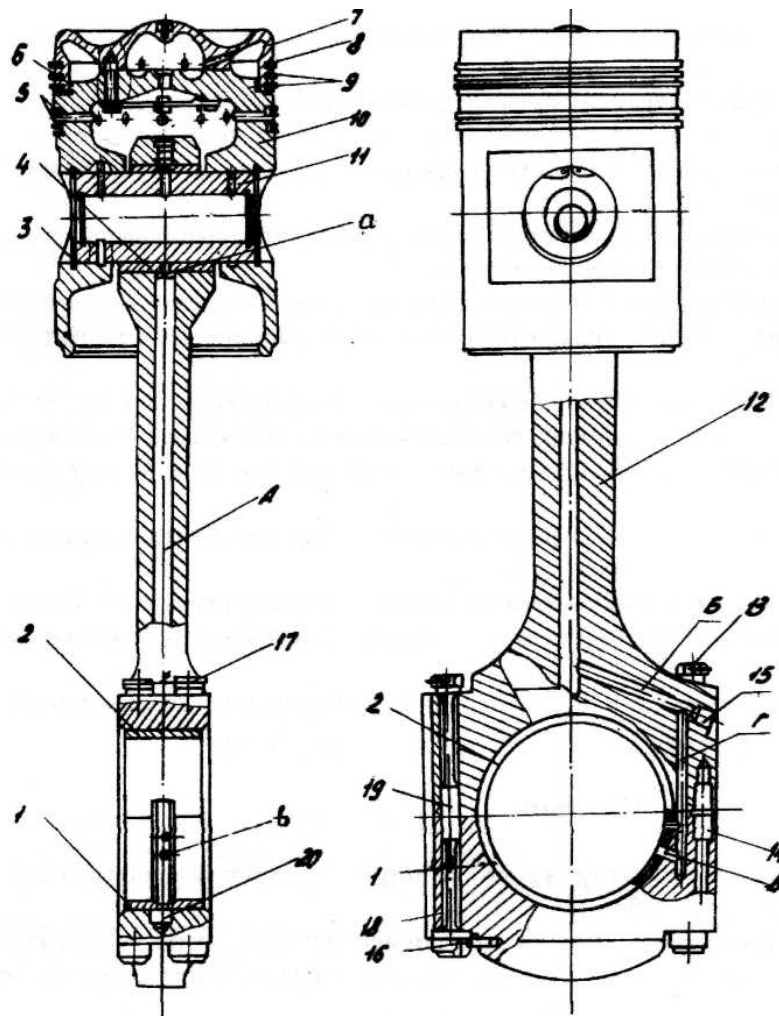


Рис. 1.3. Поршень з шатуном: 1 – вкладиш нижній; 2 – вкладиш верхній; 3 – кільце стопорне; 4 – втулка шатуна; 5 – кільце маслоз'ємне; 6 – кільце ущільнююче; 7 – головка поршня; 8 – кільце компресійне; 9 – кільце компресійне; 10 – тронк поршня; 11 – палець поршневий; 12 – стержень шатуна; 13 – гайка шатунного болта; 14 – штифт; 15 – пробка; 16 – штифт; 17 – дрiт; 18 – кришка шатуна; 19 – болт шатунний; 20 – штифт стопорний

У розточки верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка, яка і є головним підшипником. Масло, з каналу, поступає в кільцеву проточку верхньої головки шатуна, потім, по отворах у втулці і проточці на внутрішній поверхні втулки, до отворів в пальці і далі до поршня.

У нижній головці шатуна розташовані тонкостінні біметалічні сталеві алюмінієві вкладиші шатунного підшипника. На поверхні нижнього вкладиша є отвори, через які масло потрапляє з проточки, виконаної в нижньому вкладиші, у отвори головки шатуна і потім в канал. Кришка шатунного підшипника кріпиться до стержня шатуна чотирма болтами. Для точного центрування взаємне положення кришки та стержня фіксуються штифтами. Контроль стану шатунних болтів під час експлуатації здійснюється за їхньою деформацією. На обох торцях кожного болта є контрольні пази (лиска). Відстань між цими пазами, яка точно виміряна (з точністю до 0,01 мм) і нанесена на головку болта, служить базовим значенням. Моніторинг зміни цієї відстані дозволяє визначити залишкове подовження болта. Воно не повинно перевищувати 0,6 мм. Якщо подовження більше, болт підлягає обов'язковій заміні.

З боку генератора, до маховика, кріпляться лопатки вентилятора, які служать для охолодження генератора. На торці маховика, з боку дизеля, кріпляться два ударники межового вимикача.

Механізм газорозподілу. В механізм входять: розподільний вал з кулачковими шайбами, привід розподільчого валу, привід впускних і випускних клапанів, і привід паливних насосів.

Розподільний вал виготовлений зі сталі та є цільнофрезерованим. Він встановлений у ніші під горизонтальною полицею блок-картера на сім опорних підшипників. На вал закріплені на шпонках газові та паливні кулачки, які виконані зі сталі і мають цементовану робочу поверхню.

Від зсуву в осьовому напрямку всі кулачки стопоряться болтами. Кулаки на розподільному валу розташовані в певній послідовності, залежно від порядку роботи циліндрів.

					КРМ.142.6221м.25.25.01.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		19

Маточина, яка несе шестерні розподільного валу, закріплена на його конічному кінці з використанням шпонкового з'єднання. Привід клапанів складається з штовхачів, штанг і коромисел. Розподільний вал обертається в два рази повільніше, ніж колінчастий вал. Обертання розподільному валу передається від колінчастого валу через систему проміжних шестерень.

Система газообміну призначена для підведення повітря в циліндри дизеля і відведення від них відпрацьованих газів. В неї входить: система підведення палива до дизеля, фільтр-глушник, турбокомпресор, охолоджувач наддувочного повітря, випускний і впускний колектори, глушник-іскрогасник, труба, вентиляція картера.

Система автоматичного регулювання частоти обертання автоматично підтримує задану частоту обертання колінчастого валу із заданим ступенем точності при змінному навантаженні на дизель-електричну станцію.

Система охолодження дизель-генератора водно-водяна і призначена для відведення тепла від нагрітих деталей дизеля з метою підтримки температури цих деталей в певних межах, а також, для підведення зовнішнього тепла через систему «гарячого резерву» в раму дизель-генератора для нагріву масла.

В систему охолодження входять: насос контуру охолодження дизеля і турбокомпресора, насос контуру охолодження наддувочного повітря, охолоджувач наддувочного повітря, бак води розширювальний, додатковий бак води, трубопроводи, контрольні прилади манометри, термометр, датчики тиску і температур.

В систему «гарячого резерву» входять підігрівач, електронасосний агрегат, електроповітрянагрівач, трубопроводи, вентилі, датчик температури масла і підключається вона до системи автоматики. Ця система може працювати в ручному або автоматичному режимі і забезпечувати підтримку температури масла в рамі дизель-генератора не нижче 30 °С.

					КРМ.142.6221м.25.25.01.ПЗ.	Лист
						20
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1.3 Обґрунтування доцільності проведення дослідження та розробки паливної системи

В запропонованому двигуні можна застосовувати два види палива, як моторне дизельне паливо, так і флотський мазут Ф-5. Основні переваги дизелів: можливість роботи як за дизельному, так і на мазутному паливі; зниження експлуатаційних витрат більш дорогого дизельного палива за рахунок заміщення дешевшим мазутом; зменшення рівня шуму.

Кожний із способів переобладнання має свої переваги і недоліки. Їх розгляд і поглиблений аналіз, у рамках даної роботи, неможливий. Тому, в цій роботі, основну увагу приділено питанням проєктування системи *Common Rail* та переобладнання (конвертування) дизеля 6ЧН 26/34 на роботу з важким паливом.

Конструкція дизеля, яка розрахована на високі навантаження і тиски, може бути з успіхом використана для створення вискоєфективного двигуна.

Основною перевагою двигуна, що працює на важкому паливі є те, що не потрібно значно змінювати налаштування двигуна, а зокрема цикл роботи дизеля. Якщо в конструкцію паливної апаратури вносять зміни (збільшують діаметр чи хід плунжерів паливного насоса високого тиску (ПНВТ), збільшують площу прохідних отворів форсунок чи їхню кількість), то це призводить до того, що дизель при роботі за дизельному паливі використовує до 25...30 % більше палива.

Суттєвий вплив на енергетичні й екологічні показники роботи дизеля має вибір способу регулювання його потужності, тому використання сучасних паливних систем дає змогу керувати, а головне змінювати налаштування роботи двигуна не виходячи з кімнати контролю.

Отже при виконанні проекту особливу увагу слід звернути на такі аспекти проєктування:

- розробка елементів систем, які зазнають змін в процесі конвертації.
- розробка технологічного процесу конвертації дизельного двигуна на важкі види палива, а зокрема на флотський мазут Ф5.

- розрахунок основних параметрів процесів, та обґрунтування прийнятих технічних рішень.
- розгляд економічних аспектів конвертації та технологічності елементів.
- питання охорони праці та захисту навколишнього середовища.

1.4 Висновок до розділу

У першому розділі було проведено комплексний аналіз об'єкта дослідження. Визначено, що багатоцільове судно «Nordancer» (проект PX121) є сучасним та технологічно досконалим платформним рішенням для глобальних логістичних перевезень. Його архітектура, орієнтована на максимальну адаптивність, та потужна суднова електростанція, що забезпечує енергією як бортові системи, так і численні рефрижераторні контейнери, висувають високі вимоги до надійності та економічності допоміжних дизель-генераторів.

Детально описано обраний як об'єкт модернізації вітчизняний дизель-генератор типу 6ЧН 26/34. Встановлено його основні технічні параметри та конструктивні особливості, що підтверджують потенціал для підвищення ефективності. Основною експлуатаційною перевагою даного двигуна є можливість роботи на двох видах палива – дизельному та важкому (флотському мазуті Ф-5), що обумовлює значний економічний ефект.

Обґрунтовано доцільність проведення дослідження та розробки, спрямованої на оптимізацію паливної системи двигуна. Головними завданнями визнано: пошук технічних рішень для забезпечення стабільної та екологічно чистої роботи на важкому паливі, мінімізацію витрат на конвертацію та розробку сучасних засобів управління паливоподачею, що дозволить інтегрувати двигун у автоматизовані суднові системи управління енергетичною установкою. Проведений аналіз становить теоретичну основу для подальших розрахунків та проектування в наступних розділах роботи.

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ЦИКЛУ

ДВИГУНА ТИПУ 6ЧН 26/34

2.1 Розрахунок робочого циклу двигуна

Основною метою розрахунку робочого циклу є визначення основних параметрів і показників робочого процесу, що характеризують ефективність і економічність роботи дизеля.

Розрахунки робочого циклу, як правило, виконуються для номінального режиму. Для перемінних режимів схема розрахунку залишається тією ж, однак вибір вихідних даних повинен бути зроблений відповідно до особливостей розрахункового режиму.

Теоретичний (розрахунковий) цикл ДВЗ включає п'ять основних термодинамічних процесів, що послідовно змінюють один одного: впуск, адіабатне стиснення, ізохорне або ізобарне згоряння, адіабатне розширення та випуск [1, 6]. Розрахунковий цикл модернізованого двигуна 6ЧН 26/34 проведемо на комп'ютері за методикою, яка оснований на методі теплового розрахунку Гриневського В. І.

Вихідні дані для моделювання робочого циклу:

Ефективна потужність	$P_e = 850 \text{ кВт}$
Частота обертання колінчастого валу	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$
Діаметр циліндра	$d = 260 \text{ мм}$
Хід поршня	$S = 340 \text{ мм}$
Ступінь стиску	$\varepsilon = 13$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1,95$
Число циліндрів	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$Z = 4$
Тиск наддуву	$P_b = 0,218 \text{ МПа}$
Тиск навколишнього середовища	$P_a = 0,101 \text{ МПа}$
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293 \text{ К}$
Показник політропи стиску для відцентрового насоса	$n_k = 1,6$

Підігрів свіжого заряду

$$\Delta T = 10 \text{ K}$$

Температура залишкових газів

$$T_r = 750 \text{ K}$$

Тиск залишкових газів

$$P_r = 0.205 \text{ МПа}$$

Середнє значення показника політропи:

стиску

$$n_1 = 1,38$$

розширення

$$n_2 = 1,25$$

Коефіцієнт використання теплоти в точці "Z"

$$\xi_z = 0,84$$

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми

$$\xi = 0,95$$

Паливо:

Пальне – мазут флотський Ф-5 ГОСТ 10585-75

Середній елементарний склад палива:

$$C = 0,8465; H = 0,117; O = 0,06; S = 0,02$$

Найнижча теплота згоряння палива

$$Q_H = 34013 \cdot C + 125600 \cdot H - 10900 \cdot (O - S)$$

$$Q_H = 43051 \text{ кДж/кг}$$

2.1.1 Параметри робочого тіла

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кмоля газу.

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \times \left(\frac{0.8465}{12} + \frac{0.117}{4} - \frac{0.06}{32} \right) = 0.466 \text{ кмоль / кг}$$

Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1кг. Палива.

$$l_0 = 28,95 \cdot L_0$$

$$l_0 = 13,50 \text{ кг/кг}$$

Загальна кількість продуктів свіжого заряду.

$$M_1 = \alpha \times L_0, \text{ кмоль / кг}$$

$$M_1 = 0,909 \text{ кмоль/кмоль}$$

Кількість окремих компонентів продуктів згоряння.

Кількість CO₂:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12}, \text{ кмоль / кг}$$

$$M_{CO_2} = 0,0705 \text{ кмоль/кг}$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2}, \text{ кмоль / кг}$$

КРМ.142.0221М.25.25.02.ПЗ.

Лист

24

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

Кількість H_2O :

$$M_{H_2O} = 0,0585 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість O_2 :

$$M_{O_2} = 0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_{O_2} = 0,093 \text{ кмоль/кг}$$

Кількість N_2 :

$$M_{N_2} = 0,79 \times \alpha \times L_0, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_{N_2} = 13,91 \text{ кмоль}$$

Загальна кількість продуктів згоряння.

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{ кмоль/кг}$$

$$M_2 = 0,9404 \text{ кмоль/кг}$$

2.1.2 Параметри процесу наповнення

Температура повітря після нагнітача.

$$T_{\epsilon} = T_a \times \left(\frac{P_{\epsilon}}{P_a} \right)^{\frac{n_{\kappa}-1}{n_{\kappa}}}, K$$

$$T_{\epsilon} = 391 \text{ К}$$

Тиск в кінці впуску. $P_d = (0.9 - 0.95) \times P_{\epsilon}$

$$P_d = 0,207 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт залишкових газів.

$$\gamma_r = \frac{T_{\epsilon} - \Delta T_1 + \Delta T}{T_r} \times \frac{P_r}{\epsilon \times P_d - P_r}$$

$$\gamma_r = 0,039$$

де: $\Delta T_1 = (30 - 100) = 50 \text{ К}$ – ступінь охолодження повітря

Температура в кінці впуску.

$$T_d = \frac{T_{\epsilon} - \Delta T_1 + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r}, K$$

$$T_d = 365,8 \text{ К}$$

Коефіцієнт наповнення.

$$\varphi_n = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \times \frac{P_d}{P_{\epsilon}} \times \frac{T_{\epsilon} - \Delta T_1}{T_d (1 + \gamma_r)}$$

					КРМ.142.6221м.25.25.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		25

$$\varphi_H = 0,924$$

Густина заряду на впуску.

$$\rho_{\epsilon} = \frac{P_{\epsilon} \times 10^6}{R_{II} \times (T_{\epsilon} - \Delta T_1)}, \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_a = 2,23 \text{ кг/м}^3$$

Універсальна газова постійна для повітря $R_{II} = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$

2.1.3 Параметри процесу стиску

Тиск в кінці стиску.

$$P_c = P_d \times \epsilon^{n_1} =, \text{ кПа}$$

$$P_c = 7,14 \text{ МПа}$$

Температура в кінці стиску.

$$T_c = T_d \times \epsilon^{n_1-1}, \text{ К}$$

$$T_c = 969,5 \text{ К}$$

Середня мольна теплоємність повітря.

$$mC_{v'} = 19,88 + 0,002638 \times T_c, \text{ КДж/(Кмоль} \cdot \text{К)}$$

$$mC_{v'} = 22,44 \text{ кДж/кмоль}$$

2.1.4 Параметри процесу згоряння

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни.

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1}$$

$$\beta = 1,034$$

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

$$\text{для } O_2: mC_{v''_{O_2}} = 23,3 + 0,00155 \cdot T_Z$$

$$\text{для } N_2: mC_{v''_{N_2}} = 21,554 + 0,001457 \cdot T_Z$$

$$\text{для } CO_2: mC_{v''_{CO_2}} = 38,609 + 0,003349 \cdot T_Z$$

$$\text{для } H_2O: mC_{v''_{H_2O}} = 25,459 + 0,004438 \cdot T_Z$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при сталому об'ємі

$$mC_{v''} = \frac{1}{M_2} \left[M_{CO_2} \times (mC_{v''_{CO_2}}) + M_{H_2O} \times (mC_{v''_{H_2O}}) + M_{O_2} \times (mC_{v''_{O_2}}) + M_{N_2} \times (mC_{v''_{N_2}}) \right], \text{ КДж/(ККмоль} \cdot \text{К)}$$

					КРМ.142.6221м.25.25.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		26

Після підстановки одержимо рівняння.

$$mC v'' = a + v \times T_Z$$

де: $a = 23,249 \text{ кДж}/(\text{кмоль} \cdot \text{К})$

$$v = 0,0018$$

Максимальний тиск згоряння.

$$P_{\max} = \lambda \times P_c, \text{МПа}$$

$$P_{\max} = 11,42 \text{ МПа}$$

Максимальна температура процесу згоряння знаходиться із рівняння

$$\frac{\xi_Z \times Q_H}{M_1 \times (1 + \gamma_r)} + (mC'v + 8.134 \times \lambda) \times T_c = \beta (mC''p) \times T_Z$$

Після підстановки одержимо квадратне рівняння. $A \times T_Z^2 + B \times T_Z - \tilde{N} = 0$

де: $A = 0,0019$;

$$B = 32,60$$

$$C = 72668.$$

Звідки:

$$T_Z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times C}}{2 \times A}, \text{К}$$

$$T_Z = 2001,2 \text{ К}$$

Ступінь попереднього розширення.

$$\rho = \frac{\beta \times T_Z}{\lambda \times T_c}$$

$$\rho = 1,33$$

2.1.5 Параметри процесу розширення

Ступінь подальшого розширення.

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

$$\delta = 9,76$$

Тиск в кінці розширення.

$$P_\delta = \frac{P_{\max}}{\delta^{n_2}} =, \text{кПа}$$

$$P_\delta = 0,67 \text{ МПа}$$

					КРМ.142.6221м.25.25.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		27

Температура в кінці розширення.

$$T_{\epsilon} = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$T_{\epsilon} = 1141 \text{ K}$$

Температура залишкових газів.

$$T_r = \frac{T_{\epsilon}}{\sqrt[3]{\frac{P_{\epsilon}}{P_r}}}$$

$$T_r = 768,87 \text{ K}$$

Перевірка:

$$\frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100\% = 2,45\%$$

2.1.6 Індикаторні показники робочого тіла

Середній теоретичний індикаторний тиск.

$$P'_{mi} = \frac{P_c}{\epsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right) \right], \text{ МПа}$$

$$P_{mi} = 1,551 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск.

$$p_{mi} = \xi \times P'_{mi}, \text{ МПа}$$

$$p'_{mi} = 1,474 \text{ МПа}$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = \frac{P_{mi} \times l_0 \times \alpha}{Q_H \times \rho_a \times \varphi_i \times 10^{-3}}$$

$$\eta_i = 0,44$$

Питома індикаторна витрата палива.

$$e_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i}, \text{ кг/(кВт.год.)}$$

$$e_i = 0,191 \text{ кг/ кВт} \cdot \text{ год}$$

					КРМ.142.6221м.25.25.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		28

2.1.7 Ефективні показники робочого циклу

Середній тиск механічних втрат.

$$P_M = 0.089 + 0.0148 \times V_{п.ср}, \text{МПа}$$

$$P_M = 0,215 \text{ МПа}$$

Середня швидкість поршня.

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пп.} \times n}{30} =, \text{М/с}$$

де: $S_{пп} = 0,34 \text{ м}$ – хід поршня по прототипу

$$V_{п.ср} = 8,5 \text{ м/с}$$

Середній ефективний тиск.

$$P_{me} = P_{mi} - P_m, \text{МПа}$$

$$P_{me} = 1,259 \text{ МПа}$$

Механічний К.К.Д.

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}}$$

$$\eta_M = 0,854$$

Ефективний К.К.Д.

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_M$$

$$\eta_e = 0,37$$

Питома ефективна витрата палива.

$$v_e = \frac{G_i}{\eta_m} =, \text{кг/кВт.год.}$$

$$v_e = 0,224 \text{ кг/(кВт·год)}$$

Годинна витрата рідкого палива.

$$B_e = v_e \times P_e =, \text{кг/год}$$

$$B_e = 190 \text{ кг/год}$$

2.1.8 Основні розміри циліндра і двигуна

Літраж двигуна.

$$V_{st} = 30 \times Z \times \frac{P_e \times 10^3}{P_{me} \times n} =, \text{л}$$

$$V_{st} = 108 \text{ л}$$

					КРМ.142.6221м.25.25.02.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		29

де: $Z = 4$ - коефіцієнт тактності.

Робочій об'єм циліндра.

$$V_s = \frac{V_{st}}{i}, \text{л}$$

$$V_s = 18 \text{ л}$$

Діаметр циліндра.

$$d = 100 \times \sqrt[3]{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} =, \text{мм}$$

$$\text{де: } m = \frac{S_{ID}}{d_{ID}} \text{ відношення}$$

$d_{пр} = 0,26 \text{ м}$ - діаметр циліндра по прототипу

$$m = 1.307$$

$$d = 259,5 \text{ мм}$$

Хід поршня.

$$S = m \times d =, \text{мм}$$

$$S = 339,4 \text{ мм}$$

2.1.9 Уточненні розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндра. $d = 260 \text{ мм}$

Хід поршня. $S = 340 \text{ мм}$

Літраж двигуна.

$$V_{st} = \frac{\pi \times d^2 \times S \times i}{4 \times 10^6}, \text{л}$$

$$V_{st} = 108,3 \text{ л}$$

Ефективна потужність двигуна розрахункова.

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \times V_{st} \times n}{30 \times Z}, \text{кВт}$$

$$P_{ep} = 851,9 \text{ кВт}$$

Середня потужність двигуна

$$P_{esp} = \frac{P_{ep} + P_e}{2}$$

$$P_{esp} = 851 \text{ кВт}$$

Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{esp}} \times 100\%$$

$$\Delta P_e = 0,2 \%$$

					КРМ.142.6221м.25.25.02.ПЗ.	Лист
						30
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Так як значення $\Delta < 5 \%$ розрахунок виконаний вірно.

					КРМ.142.6221м.25.25.02.ПЗ.	Лист
						31
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

2.2 Розрахунок та побудова теоретичної індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$p = \frac{P_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

$$p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

де $V/V_c = \varepsilon_x$ – відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення

Дані для розрахунку та побудови теоретичної індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,38
Показник політропи розширення n_2	1,25
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	7,14
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	11,42
Ступінь попереднього розширення ρ	1,33
Ступінь стиснення ε	13

Таблиця 2.1.

V/V_c	$P_{ст}$	$P_{розш}$
1,00	11,42	
1,00	7,14	11,42
1,33	4,82	11,42
1,91	2,92	7,25
2,50	2,02	5,20
3,08	1,51	4,00
3,66	1,19	3,22
4,25	0,97	2,67
4,83	0,81	2,28
5,41	0,69	1,97
6,00	0,60	1,74
6,58	0,53	1,55
7,17	0,47	1,39
7,75	0,42	1,26
8,33	0,38	1,15
8,92	0,35	1,06
9,50	0,32	0,98
10,08	0,29	0,91
10,67	0,27	0,85
11,25	0,25	0,79
11,83	0,24	0,74
12,42	0,22	0,70
13,00	0,21	0,66
13,00	0,21	0,21

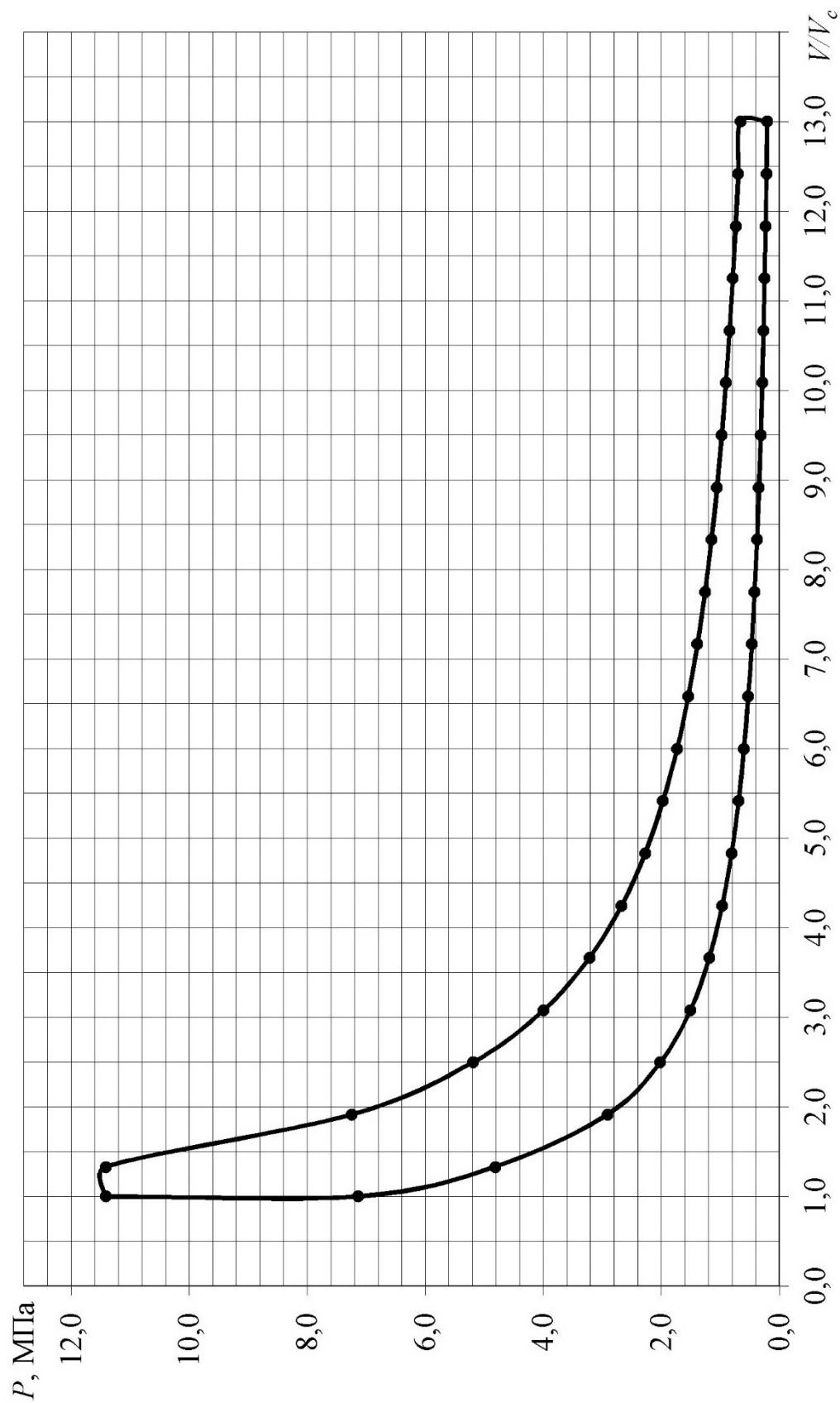


Рис. 2.1. Теоретична індикаторна діаграма двигуна типу 6ЧН 26/34

2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна

Умова завдання:

Ефективна потужність	$P_e = 850 \text{ кВт}$
Частота обертання колінчастого валу	$n = 750 \text{ хв}^{-1}$
Діаметр циліндра	$d = 260 \text{ мм}$
Хід поршня	$S = 340 \text{ мм}$
Число циліндрів	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$Z = 4$
Нижча теплота згоряння палива	$Q_H = 43051 \text{ кДж/кг}$
Годинна витрата палива	$B_r = 190 \text{ кг/год}$
Індикаторний ККД	$\eta_i = 0,44$
Ефективний ККД	$\eta_e = 0,37$
Кількість свіжого заряду	$M_l = 0,909 \text{ кмоль/кг}$
Загальна кількість продуктів згоряння	$M_r = 0,94 \text{ кмоль/кг}$
Температура випускних газів	$T_{г.} = 750 \text{ К}$
Температура на початку стиску	$T_d = 365,8 \text{ К}$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1,95$

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

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

де: Q_e – теплота, еквівалентна ефективній роботі;

Q_B – теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

$Q_{Г}$ – теплота, яка виноситься випускними газами;

Q_M – теплота, яка відводиться маслом;

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

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом:

$$Q_{\Pi} = B_r \cdot Q_H / 3600$$

$$Q_{\Pi} = 2272,1 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100 %

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = 1000 \cdot P_e$$

$$Q_e = 850 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q = Q_e / Q_i \cdot 100 \%$$

$$q = 37,41 \%$$

Перевірка:

$$Q'_e = Q_n \cdot \eta_e$$

$$Q'_e = 849,8 \text{ кВт}$$

Виразовуємо похибку

$$\Delta = (Q_e - Q'_e) / Q_e \cdot 100 \%$$

$$\Delta = 0,03 \%, \text{ похибка не перевищує } 1\%$$

Теплота, яка відводиться охолоджуючою рідиною:

$$Q_w = Q_n + Q_{T.П} + Q_{в.н.}$$

де: Q_w – теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{T.П.}$ – теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

$Q_{в.н.}$ – теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насоса.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_w = (-W_{нап} + W_{СТ} + W_{Г.Р.} + W_{вин}) \cdot Q_n$$

де: $W_{нап.}$, $W_{ст.}$, $W_{г.р.}$, $W_{вин}$ - відповідно відносні втрати палива на ділянках наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$$W_{нап.} = 0$$

$$W_{ст.} = 0$$

$$W_{г.р.} = 0,09 \dots 0,16 = 0,15$$

$$W_{вин} = 0,01 \dots 0,05 = 0,05$$

$$Q_w = 454,43 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{мд} = (a + v \cdot C_m) \cdot 10^3$$

де: $a = 0,12$ в $= 0,015$ – коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат

Середня швидкість поршня

$$C_m = S \cdot n / 30$$

$$C_m = 8,5 \text{ м/с}$$

$$P_{MD} = 120 \text{ кПа}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0.6 \cdot P_{\text{мд}}$$

$$P_{\text{ср.т.}} = 72 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня:

$$P_n = P_{\text{ср.т.}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot Z)$$

$$P_n = 48,71 \text{ кВт}$$

де: V_s - Робочій об'єм циліндру.

$$V_s = \pi d^2 S / 4$$

$$V_s = 0,01804 \text{ м}^3$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = P_{\text{п}}$$

$$Q_{\text{т.п.}} = 48,71 \text{ кВт}$$

Визначаємо витрату води для відведення теплоти, що передається із камери згоряння через стінки втулок циліндрів та утворюється при терті поршнів

$$Q'_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}}$$

$$Q'_B = 503,14 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q'_B \cdot K}{\rho_v \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_v}$$

де: $K = 1,25$ – коефіцієнт запасу.

$\rho_v = 1000 \text{ кг/м}^3$ – середня щільність води.

$C_{\text{тв}} = 4,19 \text{ кДж/кг}$ – середня теплоємність води.

$\Delta T_v = 8 \text{ К}$ – температурний перепад води в холодильнику.

$$V_B = 0,01876 \text{ м}^3/\text{с}$$

					КРМ.142.6221м.25.25.02.ПЗ.	Лист
						36
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Потужність, яка використовується на привід водяного насосу.

$$P_{в.н.} = V_{\epsilon} \cdot \Delta P_{\epsilon} / \eta_{в.н.}$$

де: $\Delta P_{в} = 98$ кПа –гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{в.н.} = 0,5$ – ККД водяного насосу.

$$P_{в.н.} = 3,68 \text{ кВт}$$

$$\text{Тоді } Q_{в.н.} = 3,68 \text{ кВт}$$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_{\epsilon} = Q_w + Q_{T.П} + Q_{в.н.}$$

$$Q_{\epsilon} = 506,82 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\epsilon} = Q_{\epsilon} / Q_{П} \cdot 100 \%$$

$$q_{\epsilon} = 22,31 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{Г} = \frac{B_r}{3.6} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{t_0}^2 \cdot t_r - M_1 \cdot (mC_p)_{t_0}^d \cdot t_d \right]$$

де: $mC_p'' = 8,314 + mC''v$ – Ізобарна теплоємність продуктів згорання;

$mC_p' = 8,314 + mC'v$ – Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p'' = 34,08 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$$

$$mC_p' = 29,09 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}$$

Вибираємо по таблиці додатку:

$$t_r = T_r - 273^0 \text{ C}$$

$$t_r = 477^0 \text{ C} \text{ – Температура залишкових газів.}$$

$$t_d = T_d - 273^0$$

$$t_d = 92,8^0 \text{ C} \text{ – Температура на початку стиску.}$$

$$Q_{Г} = 677,3 \text{ кВт}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{Г} = Q_{Г} / Q_{П} \cdot 100 \%$$

$$q_{Г} = 29,8 \%$$

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу:

					КРМ.142.6221м.25.25.02.ПЗ.	Лист
						37
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_w + Q_{MD}) - Q_s$$

де: $Q_{MD} = \Delta_{MD} \cdot Q_P$ – теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна;

$$\Delta_{MD} = (P_{MD} / P_{mi}) \eta_i - \text{доля втрат в механізмах двигуна.}$$

$P_{mi} = 0,63$ МПа – середній індикаторний тиск

$$\Delta_{MD} = 0,0838$$

тоді

$$Q_{MD} = 190,43 \text{ кВт}$$

$$Q_{M1} = 138,03 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{tm} \cdot \Delta}$$

де: $\kappa = 1,2$ – Коефіцієнт запасу;

$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3$ щільність масла;

$C_{tm} = 2,094 \text{ кДж/кг}$ – середня теплоємність масла.

$\Delta T_M = 10 \text{ К}$ Температурний перепад масла в охолоджувачі двигуна

$$V_M = 0,00879 \text{ м}^3/\text{с}$$

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot P_0}{\eta \cdot 10^3}$$

де: $P_0 = 400000 \text{ Па}$ – робочий тиск масла в системі.

$\eta_M = 0,65$ механічний ККД масляного насоса.

$$P_{M.H.} = 5,41 \text{ кВт}$$

тоді

$$Q_{H2} = P_{MH}$$

$$Q_{H2} = 5,41 \text{ кВт}$$

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2}$$

$$Q_M = 143,44 \text{ кВт}$$

					КРМ.142.6221м.25.25.02.ПЗ.	Лист
						38
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\Pi} \cdot 100 \%$$

$$q_M = 6,31 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$Q_{H.B.} = Q_{\Pi} - (Q_e + Q_{\epsilon} + Q_{\Gamma} + Q_M)$$

$$Q_{H.B.} = 94,6 \text{ кВт}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} \cdot 100 \%$$

$$q_{H.B.} = 4,2 \%$$

Всі отримані дані зведені до табл. 2.2.

Таблиця 2.2. Зведена таблиця теплового балансу

Складові теплового балансу	кВт	%
теплота, еквівалентна ефективній роботі	850,0	37,4
теплота, яка відводиться охолоджуючою рідиною	506,8	22,3
теплота, яка відходить із випускними газами	677,3	29,8
теплота, яка відводиться в масло	143,4	6,3
невраховані теплові втрати	94,6	4,2
загальна кількість теплоти, підведеної до двигуна із паливом	2272,1	100

2.4 Висновки до розділу

Виконані розрахунки основних параметрів двигуна, визначені його характеристики, а також проведені розрахунки теплового балансу та індикаторної діаграми робочого циклу.

При порівняльному аналізі показників виявилось, що потужність двигуна знизилася на 10 кВт, що відповідає вимогам завдання на проєктування. Крім того, підвищилася годинна витрати палива, яка обумовлена зміною типу палива.

Середній ефективний тиск дещо зріс, і змінилися показники ККД двигуна, що пов'язано із зменшенням ефективної потужності. Ступінь стиску дещо зріс, але зміни не торкнулися геометричних розмірів циліндру, тому і

робочій об'єм двигуна залишився незмінним. Загалом показники проектова-ного двигуна не надто сильно змінилися.

РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРОБКА ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДЛЯ РОБОТИ НА ВАЖКОМУ ПАЛИВІ

3.1 Призначення, опис та обґрунтування необхідності вдосконалення паливної системи

В кваліфікаційній роботі пропонується застосувати паливну систему з одним базовим насос високого тиску типу 962E, який нагнітатиме пальне до акумулятора постійного тиску. Пропонується замінити штатні форсунки на форсунки з електронним регулюванням тиску відкриття.

Оскільки в паливній системі, що проєктуємо використовується один одноплунжерний паливний насос, він повинен подати паливо на всі форсунки. Для цього ми використовуємо спеціальний резервуар, в який паливний насос буде постійно подавати паливо під тиском. З цього резервуару паливо з постійним тиском подається на форсунки. Потрібно якимось чином забезпечити регулювання подачі палива через форсунку. Для цього ми використовуємо базову форсунку але вона буде з електронним регулюванням.

Такі паливні системи використовують вже на автомобільних двигунах концерну Peugeot – Citroen (PSA) – це HDI (High Pressure Direct Injection), у Mercedes’ – CDI (Common Rail Direct Injection), у Renault – DCI та ін. Крім того такі системи останнім часом можна зустріти і на суднових двигунах іноземного виробництва. Вона називається акумуляторна система або Common Rail (з англійської – загальний магістраль). Ця система живлення принципово відрізняється від традиційної. Тут паливо до кожної форсунки подається не безпосередньо від паливного насоса, а індивідуально по трубках від загальної паливної магістралі, яка називається акумулятором високого тиску. Вживані в таких системах паливні насоси створюють тиск палива в системі 1600...2400 бар (160...240 МПа).

Розпилення палива за таких умов відбувається більш якісно і незалежно від оборотів колінчатого валу, що відповідає підвищенню крутного моменту при малих оборотах колінчатого валу двигуна.

					КРМ.142.6221м.25.25.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		39

Одна з цих схем наведена на рис. 3.1.

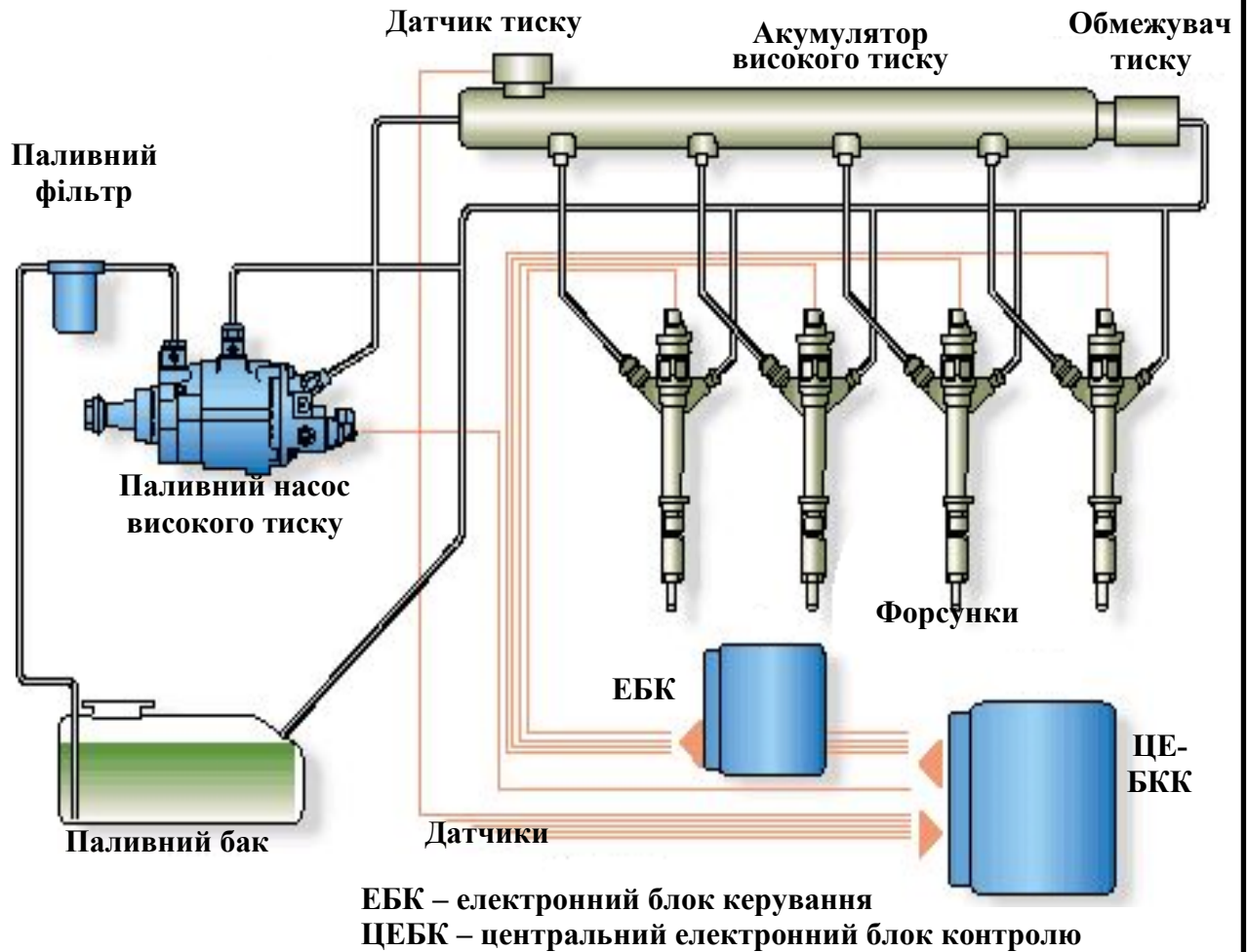


Рис. 3.1. Схема паливної системи Common Rail

Дизельні двигуни із системою живлення – Common Rail зараз використовуються багатьма автовиробниками і відрізняються незначними особливостями.

Паливо по циліндрах розподіляється електронним блоком керування, у підпорядкуванні якого електромагнітні клапани форсунок. Цей же електронний блок, відповідно до режимів роботи двигуна, регулює момент упорскування, кількість подаваного палива, динаміку його подачі і тиск у системі живлення при різних оборотах. Як бачите, досягти досконалості дизелів було б не можливо, якби не розвиток електроніки. Завдяки їй з'явилася можливість точного дозування подачі палива через форсунки. Застосування раніше механічні способи регулювання були далекі від ідеальних, тому в дизелях і була

підвищена димність і інші деякі шкідливі викиди, які залежать від системи живлення. Результат від використання системи живлення *Common Rail* дуже вражає. Економія палива – від 10 до 20 %, приріст потужності – до 30 %, плюс значне скорочення шкідливих речовин у відхідних газах.

Не дивлячись на такі переваги, отримані в результаті впровадження системи живлення *Common Rail*, на думку фахівців деяких компаній – ця система має і недоліки. Самий серйозний з них – значення тиску в загальній паливній магістралі максимум 240 МПа.

У висновку хочеться відзначити, що такий універсальний для фахівців показник як ККД у новітніх дизельних двигунів досягає 47 %.

3.2 Обґрунтування вибору, опис та принцип дії ПНВТ

На двигуні типу 6ЧН 26/34 пропонується встановити паливний насос високого тиску типу 962Е (рис. 3.2).

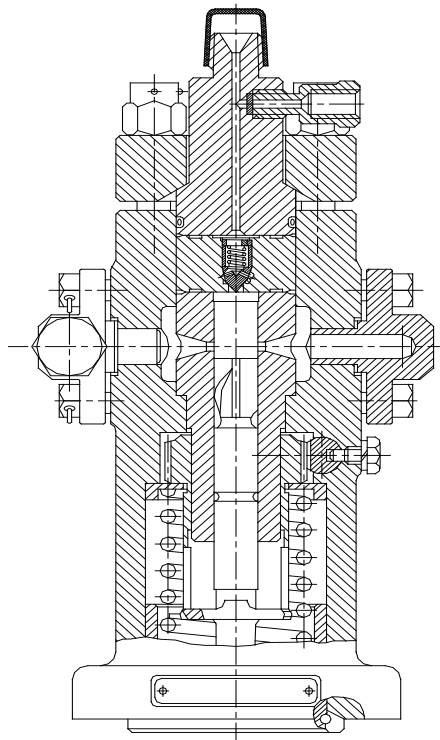


Рис. 3.2. Паливний насос високого тиску типу 962Е

Паливний насос здійснює стиск палива в загальну паливну магістраль. Впорскування палива здійснюється через форсунку за допомогою електрон-

ного блоку керування. Цей паливний насос золотникового типу. В корпус насоса вставлена втулка з притертим до неї плунжером. Втулка та плунжер являються прецизійною парою.

До верхнього бурта втулки плунжера штуцером через ущільнююче кільце та прокладку притискається сидло нагнітаючого клапана.

З зовні на втулку плунжера насаджена шестерня, яка входить в зачеплення з зубцями рейки. Цим забезпечується регулювання подачі палива в акумулятор постійного тиску. Втулка плунжера кріпиться стопорним гвинтом.

Шестерня утримується верхньою шайбою, яка піджимається до корпусу пружиною.

На плунжері є хвостовик, який входить в пази на шестерні. Таким чином при русі рейки повертається шестерня та плунжер насоса.

3.3 Обґрунтування вибору форсунок паливної системи Common Rail

Форсунка безпосередньо впливає на процес згоряє в дизельному двигуні, і відповідно на легкість запуску, на потужність, динаміку, витрату палива, а також на рівень шкідливих викидів і шум. Звичайно, на практиці, форсунка асоціюється з доброю розпиленістю палива в камері згоряння двигуна і щільним закриттям після закінчення впорскування, саме ці параметри частіше за все і контролюються.

Для підвищення точності впорскування в системах Common Rail використовують форсунки з електромагнітним керуванням. Їх ключовою перевагою є висока швидкодія, що досягається завдяки високій напрузі керуючого імпульсу (80 В). Це дозволяє електромагнітному клапану відкриватися приблизно за 0,3 мілісекунди, забезпечуючи точне дозування палива та контроль над процесом. З'явилося так назване нове покоління форсунок Common Rail. Нове покоління форсунок вже використовують багато фірм та концернів такі, як Audi, Bosch, BMW, Mercedes Benz та інші. Нове покоління форсунок Common Rail відрізняється застосуванням мініатюрних електромагнітних кла-

					КРМ.142.6221м.25.25.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		42

панів, розташованих в безпосередній близькості від голки розпилювача, зменшуючи тим самим інерційність рухомих частин форсунки і її габарити.

Для розділення процесу впорскування на декілька фаз, що при застосуванні електромагнітного клапана заважке, враховуючи його інерційність, замість електричного клапана у форсунці Common Rail використовується п'єзоелектричний елемент. П'єзоелектричний ефект полягає у дуже швидкій деформації (зміні розмірів) кварцового кристала під дією прикладеної електричної напруги. Ця деформація відбувається за дуже короткий час – протягом часток мілісекунди. Розряд електростатичної напруги повертає кристал до початкових розмірів.

В п'єзоелектричних форсунках Common Rail (рис. 3.3) п'єзоелемент 5 налічує в собі понад 100 шарів кристалів і подовжується на 0,04 мм, що достатньо для реалізації багатofазного (східчастого) впорскування палива: початкової, попередньої дози, і головної.

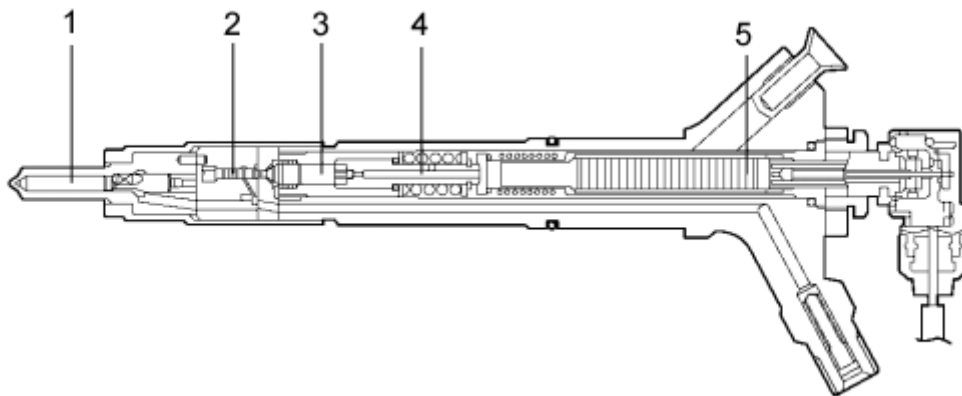


Рис. 3.3. Форсунка системи *Common Rail* з п'єзоелектричним елементом

У дипломному проекті форсунка залишається така ж сама як і в прототипі але змінена конструкція:

- внутрішня частина форсунки, що впливає на величину дози палива, впорснутого в камеру згорання;
- щільність монтажу форсунки в головці блоку циліндрів, що забезпечує герметичність камери згорання;

- величину дози палива, впорснутого в камеру згорання визначають кількість і діаметр розпилюючих отворів розпилювача, а також тиск і час уприскування.

- максимальний тиск палива в розпилювачі під час впорскування, залежно від паливної системи і типу розпилювача, складає 120...200 МПа, а час впорскування близько 1...2 мілісекунди;

- від протікання впорскування палива (насичення витікаючого палива залежно від обертів колінчатого валу) залежить гучність роботи двигуна, викиди сажі, вміст оксидів азоту і вуглеводнів у вихлопних газах;

- в базову форсунку додано п'єзоелектричний елемент, що керується електронним блоком керування;

- щоб розкид дози був невеликим (біля 0,5 мм³/впорск) для початкової дози 1,5 мм³/впорск та щоб витікання палива з усіх розпилюючих отворів було однаковим, голка розпилювача виконується з додатковою направляючою – нижче камери тиску;

- п'єзоелектричний клапан володіє високою швидкістю роботи. Основним конструктивним елементом клапана являється голка клапана;

- голка розпилювача призначена для забезпечення безпосереднього впорскування палива до камери згорання;

- конструкція форсунки забезпечує оптимальне та ефективне створення паливо-повітряної суміші.

В проектуванні форсунці було зроблено зміни:

1. між корпусом форсунки та розпилювачем виконано штифтове з'єднання;

2. замість штовхача встановлено направляючу втулку;

3. пружини та регулювальний гвинт, замінено п'єзоелектричним елементом, клемами та контактами;

4. встановлено провід живлення;

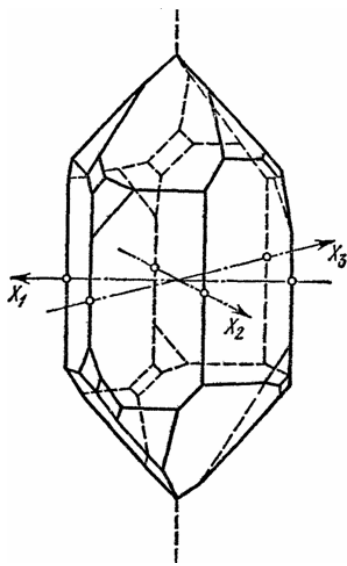
5. в корпусі форсунки виконано додатковий канал для відводу палива, до якого входять: заглушка, прокладка та додатковий фільтр зі штуцером.

					КРМ.142.6221м.25.25.03.ПЗ.	Лист
						44
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Принцип подачі горючої суміші у циліндр форсункою розглядається з принципу зворотного п'єзоефекту. ("П'єзо" в перекладі з грецького означає "тиснути"). Якщо подати електричний заряд на кристал кварцу, то його атомна структура міняється протягом декількох мілісекунд. Завдяки зсуву електрично заряджених іонів кристалічні решітки розтягуються. Після того, як кристал буде розряджений під впливом повторно поданої напруги, він повертається до первинних розмірів.

Принцип прямого п'єзоелектричного ефекту.

В деяких кристалах поляризація може виникнути і без зовнішнього поля,



якщо кристал піддається механічним деформаціям. Це явище, відкрите в 1880 р. П'єром і Жаком Кюрі, отримало назву п'єзоелектричного ефекту.

Щоб знайти п'єзоелектричні заряди, на межі кристалічної пластинки накладають металеві обкладання. При розімкнених обкладаннях між ними при деформації з'являється різниця потенціалів. При замкнутих обкладаннях на них утворюються індуковані заряди, рівні по величині поляризаційним зарядам, але протилежні їм по знаку, і в ланцюзі, сполучаючого обкладання, в процесі деформації виникає струм. Розглянемо основні

особливості п'єзоелектричного ефекту на прикладі кварцу. Кристали кварцу SiO_2 існують в різних кристалографічних модифікаціях. Що цікавлять нас кристали (α -кварц) належать до так званої тригональної кристалографічної системи і звичайно мають форму, показану на рис. 3.4. Вони нагадують шестигранну призму, обмежену двома пірамідами, проте мають ще ряд додаткових граней. Такі кристали характеризуються чотирма кристалічними осями, що визначають важливі напрями усередині кристала.

Одна з цих осей – Z сполучає вершини пірамід. Три інші X_1 , X_2 , X_3 перпендикулярні до осі Z і сполучають протилежні ребра шестигранної призми. Напрямок, визначуваний віссю Z, п'єзоелектрично неактивне: при стисненні або

розтягуванні по цьому напрямку ніякої поляризації не відбувається. Навпаки, при стисненні або розтягуванні в будь-якому напрямі, перпендикулярному до осі Z , виникає електрична поляризація. Вісь Z називається оптичною віссю кристала, а осі X_1 , X_2 , X_3 – електричними або п'єзоелектричними осями.

Розглянемо пластинку кварцу, вирізану перпендикулярно до однієї з п'єзоелектричних осей X . Вісь, перпендикулярну до Z і X , позначимо через Y (рис. 3.5).

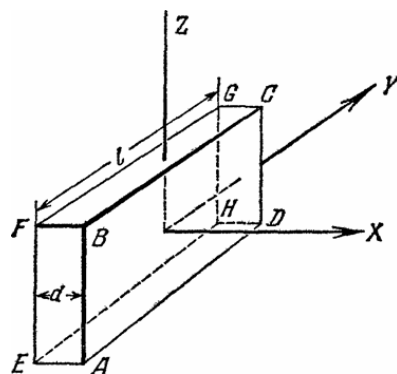


Рис. 3.5. Кварцова пластинка, вирізана перпендикулярно до п'єзоелектричної осі

Тоді виявляється, що при розтягуванні пластинки уздовж осі X на перпендикулярних до неї гранях $ABCD$ і $EFGH$ з'являються різнойменні поляризаційні заряди. Такий п'єзоелектричний ефект називається подовжнім. Якщо змінити знак деформації, тобто перейти від розтягування до стиснення, то і знаки поляризаційних зарядів зміняться на зворотні

Виникнення поляризаційних зарядів певних знаків при даному типі деформації (розтягування або відповідно стиснення) показує, що кінці осей X нерівноправні, і осям X можна приписати певні напрями (що відзначене на рис. 3.5 стрілками). Це значить, що при даній деформації знак заряду залежить від того, чи направлена вісь X по зовнішній нормалі до грані або по внутрішній. Такі осі з нерівноправними кінцями отримали назву полярних осей. На відміну від полярних осей X_1 , X_2 , X_3 , кінці осі Z абсолютно рівноправні вона є неполярною віссю.

Нерівноправність кінців полярної осі виявляється, звичайно, не тільки в п'єзоелектричному ефекті, але і в інших явищах. Так, наприклад, швидкість

хімічного трюїть граней, розташованих у різних кінців полярної осі, виявляється різною і що виходять при цьому фігури трюїть відрізняються один від одного.

Разом з повздовжнім п'єзоелектричним ефектом існує також поперечний п'єзоелектричний ефект. Він полягає в тому, що при стисненні або розтягуванні уздовж осі Y виникає поляризація уздовж осі X і на тих же гранях $ABCD$ і $EFGH$ з'являються поляризаційні заряди. При цьому виявляється, що знаки зарядів на кожній грані при стисненні у вздовж Y (в поперечному ефекті) такі ж, як при розтягуванні у вздовж X (в повздовжньому ефекті).

П'єзоелектричний ефект пояснюється таким чином. В іонних кристалах внаслідок не збігу центрів позитивних і негативних іонів є електричний момент і у відсутність зовнішнього електричного поля. Проте ця поляризація звичайно не виявляється, оскільки вона компенсується зарядами на поверхні. При деформації кристала позитивні і негативні іони решіток зміщуються один щодо одного, і тому, взагалі кажучи, змінюється електричний момент кристала. Ця зміна електричного моменту і виявляється в п'єзоелектричному ефекті.

Рис. 3.6 якісно пояснює виникнення п'єзоелектричного ефекту в кварці.

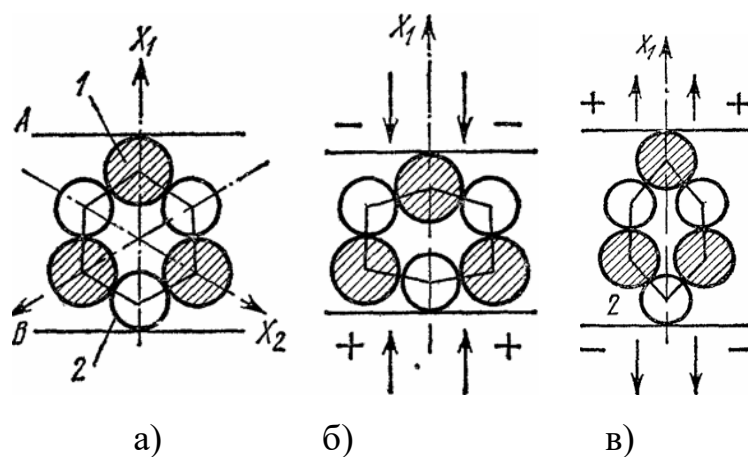


Рис. 3.6. До пояснення п'єзоелектричного ефекту

Тут схематично показані проекції позитивних іонів Si (заштриховані кулі) і проекції негативних іонів (світлі кулі) в площині, перпендикулярній до

осі Z. Цей малюнок не відповідає фактичній конфігурації іонів в елементарному осередку кварцу, в якому іони не лежать в одній площині, а їх число більше показаного. Він, проте, правильно передає симетрію взаємного розташування іонів, що вже достатньо для якісного пояснення.

Рис. 3.6, а) відповідає недеформованому кристалу. На грані А, перпендикулярній до осі X_1 , є виступаючі позитивні заряди, а на паралельній їй грані В – виступаючі негативні заряди. При стисненні уздовж осі X_1 (рис. 3.6, б) елементарний осередок деформується. При цьому позитивний іон 1 і негативний іон 2 “вдавлюються” всередину осередку, отчого виступаючі заряди (позитивний на площині А і негативний на площині В) зменшуються, що еквівалентно появі негативного заряду на площині А і позитивного заряду на площині В. При розтягуванні уздовж осі X_1 має місце зворотне (рис. 3.6, в): іони 1 і 2 “виштовхуються” з осередку. Тому на грані А виникає додатковий позитивний заряд, а на грані В – негативний заряд.

Принцип зворотного п'єзоелектричного ефекту

Разом з п'єзоелектричним ефектом існує і зворотне йому явище: в п'єзоелектричних кристалах виникнення поляризації супроводжується механічними деформаціями. Тому, якщо на металеві обкладання, закріплені на кристалі, подати електричну напругу, то кристал під дією поля поляризується і деформується.

Легко бачити, що необхідність існування зворотного п'єзоефекту виходить із закону збереження енергії і факту існування прямого ефекту. Розглянемо п'єзоелектричну пластинку (рис. 3.7) і припустимо, що ми стискаємо її зовнішніми силами F . Якби п'єзоефекту не було, то робота зовнішніх сил дорівнювала б потенційній енергії пружно деформованої пластинки. За наявності п'єзоефекту на пластинці з'являються заряди і виникає електричне поле, яке містить в собі додаткову енергію. За законом збереження енергії звідси витікає, що при стисненні п'єзоелектричної пластинки здійснюється велика робота, а значить, в ній виникають додаткові сили F_1 , протидіючі стисненню. Це і є сили зворотного п'єзоефекту. З приведених міркувань витікає зв'язок між

знаками обох ефектів. Якщо в обох випадках знаки зарядів на гранях однакові, то знаки деформацій різні. Якщо при стисненні пластинки на гранях з'являються заряди, вказані на рис. 3.7, то при створенні такої ж поляризації зовнішнім полем пластинка розтягуватиметься.

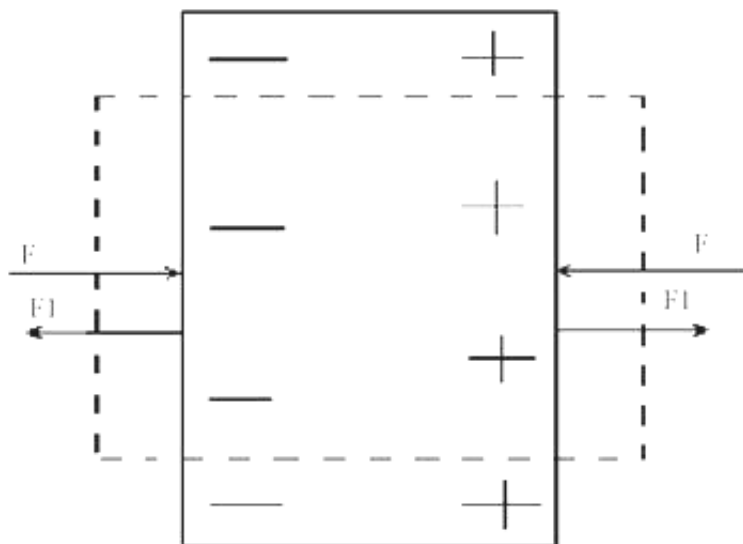


Рис. 3.7. Зв'язок прямого і зворотного п'єзоелектричних ефектів

Зворотний п'єзоелектричний ефект має зовнішню схожість з електрострикцією. Проте обидва ці явища різні. П'єзоефект залежить від напрямку поля і при зміні напрямку останнього на протилежну змінює знак. Електрострикція ж не залежить від напрямку поля. П'єзоефект спостерігається тільки в деяких кристалах, що не володіють центром симетрії. Електрострикція має місце у всіх діелектриках як рідких, так і твердих.

Якщо пластинка закріплена і деформуватися не може, то при створенні електричного поля в ній з'явиться додаткова механічна напруга. Її величина s пропорційна напруженості електричного поля усередині кристала:

$$S = -b \cdot E \quad (1)$$

де b – той же п'єзоелектричний модуль, що і у разі прямого п'єзоефекту. Мінус в цій формулі відображає вказане вище співвідношення знаків прямого і зворотного п'єзоефектів.

Повна механічна напруга усередині кристала складається з напруги, викликаной деформацією, і напруги, що виникла під впливом електричного поля. Воно рівне

$$S = C_u - bE \quad (2)$$

Тут E є модуль пружності при деформації одностороннього розтягування (модуль Юнга) при постійному електричному полі.

При написанні формул ми вибирали u і E як незалежних змінних і вважали D і s їх функціями. Це, звичайно, необов'язково, і ми могли б вважати незалежними змінними іншу пару величин, одна з яких – механічна, а інша – електрична. Тоді ми отримали б теж два лінійні співвідношення між u , s , E і D , але з іншими коефіцієнтами. Залежно від типу даних задач зручні різні форми запису основних п'єзоелектричних співвідношень.

Оскільки всі п'єзоелектричні кристали анізотропні, то постійні e , E і b залежать від орієнтації граней пластинки щодо осей кристала. Крім того, вони залежать від того, закріплені бічні грані пластинки або вільні (залежать від граничних умов при деформації). Щоб дати уявлення про порядок величини цих постійних ми приведемо їх значення для кварцу у разі, коли пластинка вирізана перпендикулярно осі X і її бічні грані вільні:

$$E = 4,5; C = 7,8 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2; b = 0,18 \text{ Кл/м}^2.$$

Розглянемо тепер приклад застосування основних співвідношень (1) і (2). Покладемо, що кварцова пластинка, вирізана, як вказано вище, розтягується уздовж осі X , причому обкладання, що стосуються граней, розімкнені. Оскільки заряд обкладань до деформації був рівний нулю, а кварц є діелектриком, то і після деформації обкладання будуть незарядженими. Згідно визначенню електричного зсуву це значить, що $D=0$. Тоді із співвідношення (1) виходить, що при деформації усередині пластинки з'явиться електричне поле з напруженістю

$$E = - (b/e_0 e) u \quad (3)$$

Підставляючи цей вираз у формулу (2), знаходимо для механічної напруги в пластинці

$$s = Cu - b \cdot (-(b/e_0 e)u) = C(1 + (b_2/e_0 eC))u \quad (4)$$

Напруга, як і у відсутність п'єзоелектричного ефекту, пропорційна деформації. Проте пружні властивості пластинки тепер характеризуються ефективним модулем пружності

$$C' = E (1 + b_2/e_0 eC). \quad (5)$$

який більше за C . Збільшення пружної жорсткості викликано появою додаткової напруги при зворотному п'єзоефекті, перешкоджаючого деформації. Вплив п'єзоелектричних властивостей кристала на його механічні властивості характеризується величиною

$$K_2 = b_2/e_0 eC \quad (6)$$

Квадратний корінь з цієї величини (K) називається константою електро-механічного зв'язку. Користуючись приведеними вище значеннями e , E і b , знаходимо, що для кварцу $K_2 \sim 0,01$. Для всіх інших відомих п'єзоелектричних кристалів K_2 надає також малим в порівнянні з одиницею і не перевищує 0,1.

Оцінімо тепер величину п'єзоелектричного поля. Покладемо, що до граней кварцової пластинки, перпендикулярних до осі X , прикладена механічна напруга 11055 Н/м^2 . Тоді, згідно (4), деформація буде рівна $u = 1,3 \cdot 10^{-6}$. Підставляючи це значення у формулу (3), одержуємо $|E| = 5900 \text{ В/м} = 59 \text{ В/см}$. При товщині пластинки, скажімо, $d = 0,5 \text{ см}$ напруга між обкладаннями буде рівний $U = Ed \sim 30 \text{ В}$. Ми бачимо, що п'єзоелектричні поля і напруги можуть бути вельми значними. Застосовуючи замість кварцу більш сильні п'єзоелектрики і використовуючи належним чином вибрані типи деформації, можна одержувати п'єзоелектричні напруги, що вимірюються багатьма тисячами вольт.

П'єзоелектричний ефект (прямою і зворотний) широко застосовується для пристрою різних електромеханічних перетворювачів. Для цього іноді використовують складові п'єзоелементи, призначені для здійснення деформацій різного типу.

На рис. 3.8 показаний подвійний п'єзоелемент (складений з двох пластинок), що працює на стиснення. Пластинки вирізані з кристала таким чином,

що вони одночасно або стискаються, або розтягуються. Якщо, навпаки, стиснути або розтягнути такий п'єзоелемент зовнішніми силами, то між його обкладаннями з'являється напруга. З'єднання пластинок в цьому п'єзоелементі відповідає паралельному з'єднанню конденсаторів.

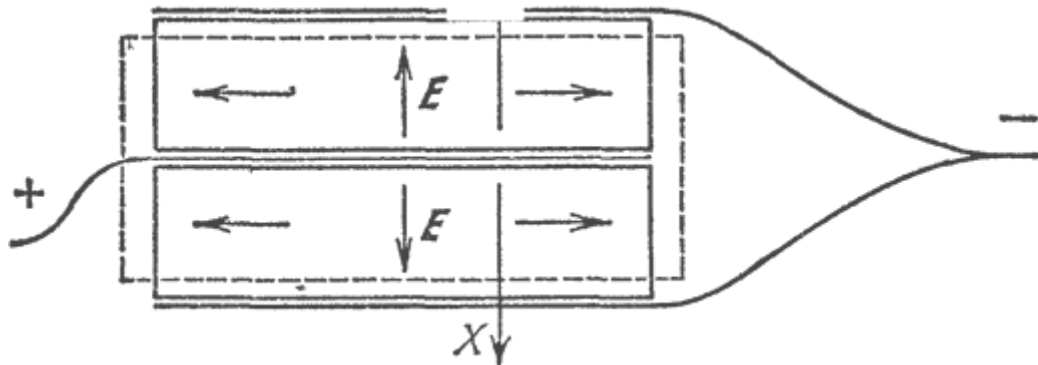


Рис. 3.8. Подвійний п'єзоелемент, що працює на стиснення

3.4 Розрахунок форсунки

Вихідні данні:

$P_e = 850 \text{ кВт}$ – ефективна потужність двигуна;

$b_e = 0,224 \text{ г/(кВт год)}$ – питома ефективна витрата палива дизеля;

$n = 750 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертання кулачкового валу;

$\rho_T = 0,9 \text{ кг/м}^3$ – густина палива;

$i = 8 \text{ шт.}$ – кількість розпилюючих отворів форсунки.

Технічні вимоги до форсунок в зборі:

1. Момент затяжки гайки розпилювача повинен знаходитись в раціональних межах з метою герметизації стику між торцями корпусу розпилювача і корпусу форсунки.
2. Тиск початку впорскування повинен встановлюватись з допуском не більш 4 % в бік збільшення.
3. Гідروцильність і якість розпилювання палива повинні відповідати технічним вимогам розпилювача.
4. Ресурс форсунок повинен бути не менше ресурсу дизеля до капітального ремонту.

Циклова подача палива:

$$Q_t = \frac{P_e \cdot b_e \cdot 2 \cdot 10^3}{60 \cdot n_k \cdot \rho_T}$$

$$Q_T = 9,402 \text{ мм}^3/\text{цикл}$$

де: $n_k = n/2$ – частота обертання кулачкового валу паливного насоса.

Площа сумарного прохідного перерізу розпилюючих отворів розпилювача:

$$f_{cp} := \frac{6 \cdot 10^3 Q_T}{i_{\phi} \cdot C_p \cdot \mu_p \cdot \alpha_{впр}}$$

$$f_{cp} = 1,931 \text{ мм}^2$$

де: $i_{\phi} = 1$ шт.–кількість форсунок на один циліндр;

$\mu_p = 0,7$ – коефіцієнт витрати розпилюючих отворів;

$\alpha_{впр} = 28^\circ$ –тривалість впорскування по куту п.к.в.

Середня швидкість палива при проході через розпилюючі отвори; C_p , мм/с

$$C_p := 10^3 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_T \cdot 1000} \cdot (P_{cp} \cdot P_{ц}) 10^6}$$

де: $C_p = 1,491 \cdot 10^6$ мм/с;

$P_{cp} = 40$ МПа – середній тиск палива перед розпилюючими отворами;

$P_{ц} = 25$ МПа – середні тиски робочих газів за період впорскування;

Діаметр розпилюючих отворів:

$$d_p := \sqrt{\frac{f_{cp}}{0,785 \cdot i_p}}$$

$$d_p = 0,554 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр розпилюючих отворів $d_p = 0,55$ мм.

Розрахунок деталей форсунки:

Технічні вимоги до корпусу розпилювача:

					КРМ.142.6221м.25.25.03.ПЗ.	Лист
						53
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1. Твердість робочих поверхонь $HRC \geq 60$
2. Матеріал виготовлення – високоміцна сталь з цементацією та термообробкою або з азотизацією робочих поверхонь.
3. Шорсткість поверхонь не нижче: отвір під голку – 0,04, запираючого конусу – 0,32.

Розрахунок корпусу розпилювача:

Корпус розпилювача перевіряють на деформацію від зусилля затяжки гайки форсунки і напруження розриву в перерізі по розпилюючим отворах.

Осьове зусилля затяжки гайки форсунки:

$$P_3 := q \cdot F_y$$

$$P_3 = 0,0294 \text{ МН}$$

$q = 60 \text{ МПа}$ – питомий тиск на торці розпилювача, забезпечуючий щільність його каналу високого тиску

$$F_y = 4,9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \text{ – площа ущільнюючого торця розпилювача}$$

Деформація корпусу розпилювача від зусилля затяжки гайки форсунки.

$$\delta_{де} := \frac{10^6 \cdot P_3 \cdot l_3}{F_3 \cdot E}$$

$$\delta_{де} = 4,009 \text{ мкм}$$

де: $l_3 = 0,024 \text{ м}$ – довжина зажимаємої частини корпусу розпилювача;

$F_3 = 8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площа поперечного перерізу зажимаємої частини корпусу розпилювача;

$E = 2,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модуль пружності сталі.

Напруження розриву в перерізі по розпилюючим отворах.

$$\sigma_p := \frac{P_{сmax} \cdot \left[0,785 \cdot d_{ко}^2 + i_p \cdot (d_p \cdot 10^{-3}) \cdot l_p \right]}{0,785 \cdot (d_{нр}^2 - d_{ко}^2) - i_p \cdot (d_p \cdot 10^{-3}) \cdot l_p}$$

$$\sigma_p = 104,25$$

де: $P_{сmax} = 55 \text{ МПа}$ – максимальний тиск палива перед розпилюючими отворами;

$d_{ко} = 0,003 \text{ м}$ – діаметр колодязя розпилювача;

$d_{нр} = 0,006 \text{ м}$ – діаметр зовнішньої частини носика розпилювача;

					КРМ.142.6221м.25.25.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		54

$l_p = 0,003$ м – довжина розпилюючого отвору.

Значення - σ_p не повинно перевищувати $\sigma_p = 80$ МПа

$$\sigma_p < (\sigma_p)$$

Розрахунок голки форсунки:

Технічні вимоги до голки форсунки:

1. Твердість поверхонь $HRC \geq 60$
2. Матеріал виготовлення - жароміцні сталі, з термообробкою, для отримання твердості і сталої структури.
3. Шорсткість поверхонь не нижче: направляюча – 0,04, запираючого конуса – 0,16.

Голку розпилювача перевіряють по питомому навантаженню між запираючими конусами голки та корпусу розпилювача

$$K := \frac{P_{\text{нв}} \cdot (d_{\Gamma}^2 - d_{\text{к}}^2)}{d_{\text{к}}^2 - d_{\text{у}}^2}$$

$$K = 39,413 \text{ МПа}$$

де: $P_{\text{нв}} = 27$ МПа – тиск початку впорскування;

$d_{\Gamma} = 0,008$ м – діаметр голки;

$d_{\text{к}} = 0,0056$ м – діаметр основи запираючого конуса голки;

$d_{\text{у}} = d_{\text{ко}}$ – діаметр вершини запираючого конуса голки.

$$K < (K) = 350 \text{ МПа}$$

Умова виконується.

3.5 Висновки до розділу

У третьому розділі кваліфікаційної роботи проведено дослідження та зроблено концепцію сучасної паливної системи типу Common Rail для вдосконалення допоміжного дизель-генератора 6ЧН 26/34, що застосовується на судні «Nordancer».

Обґрунтована доцільність заміни традиційної багатосекційної паливної апаратури на акумуляторну систему, що дозволяє підвищити економічність,

					КРМ.142.6221м.25.25.03.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		55

екологічність та керованість двигуна. В рамках дослідження було:

Обрано та описано одноплунжерний паливний насос високого тиску типу 962Е як базовий елемент для створення високого стабільного тиску в загальній магістралі (акумуляторі).

Обґрунтовано перехід на форсунки з п'єзоелектричним приводом, які забезпечують високу швидкість спрацьовування, точне дозування та можливість реалізації багаторазового впорскування палива протягом одного циклу. Детально розглянуто фізичні принципи прямого та зворотного п'єзоефекту, що лежать в основі роботи таких форсунок.

Виконано розрахунок ключових параметрів форсунки для заданого двигуна: визначено циклову подачу палива, діаметр розпилювальних отворів, швидкість витікання, а також проведено перевірку міцності корпусу розпилювача та голки на допустимі напруження.

Розроблена система забезпечує істотні переваги порівняно з базовою:

- Конструктивне спрощення: Заміна шести індивідуальних паливних насосів високого тиску на один центральний насос та зменшення кількості приводних кулачків на розподільчому валу.
- Покращення експлуатаційних показників: Система Common Rail з п'єзоелектричними форсунками дозволяє оптимально керувати тиском, моментом, тривалістю та кількістю фаз впорскування для кожного режиму роботи двигуна. Це призводить до поліпшення згоряння, зниження питомої витрати палива та значного скорочення шкідливих викидів (оксидів азоту NOx, сажі).
- Підвищення надійності: Електронне керування (ЕБК) забезпечує точність і стабільність параметрів впорскування незалежно від зносу механічних деталей, а також дозволяє впроваджувати функції діагностики та адаптації.

Таким чином, запропонована модернізація паливної системи двигуна 6ЧН 26/34 на основі технології Common Rail є технічно обґрунтованим рішенням, спрямованим на інтеграцію вітчизняного дизеля в сучасні енергетичні системи таких високотехнологічних суден, як «Nordancer», відповідаючи вимогам щодо економічності, екологічності та автоматизації.

РОЗДІЛ 4. ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РОЗРОБКИ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ДЛЯ СУДНОВОГО ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

4.1 Обґрунтування необхідності розробки паливної системи

У сучасних економічних умовах, що характеризуються підвищеною економією енергоносіїв та посиленням глобальних екологічних вимог, ефективність експлуатації суднових енергетичних установок стає вирішальним фактором конкурентоздатності. Ключовими викликами для судновласників та операторів є висока собівартість експлуатації та необхідність дотримання суворих міжнародних стандартів щодо шкідливих викидів (MARPOL Annex VI, Tier II/III). У цьому контексті переобладнання надійних і широко поширених вітчизняних двигунів, таких як 6ЧН 26/34, є стратегічно більш вигідним шляхом у порівнянні з повною заміною на імпортні аналоги. Воно дозволяє реалізувати потенціал українського машинобудування, зберегти наявну ремонтну базу та забезпечити технологічну незалежність.

Розробка та впровадження паливної системи типу Common Rail для дизель-генератора 6ЧН 26/34 напряду відповідає цим викликам, пропонуючи комплексне рішення. Її основна мета – перетворення двигуна, розрахованого на якісне дизельне паливо, на універсальний агрегат, здатний ефективно працювати на значно дешевому флотському мазуті (Ф-5). Це досягається за рахунок прецизійного електронного керування параметрами впорскування, що забезпечує оптимальне згоряння важкого палива.

Економічна необхідність проєкту обґрунтовується наступними факторами:

- Пряма економія на паливі: Використання мазуту Ф-5 замість дизельного палива забезпечує вартісну перевагу у 30...50 %, що є найпотужнішим джерелом економічного ефекту.
- Підвищення енергоефективності: Система Common Rail за рахунок високого та стабільного тиску впорскування, багатофазності подачі палива та то-

чної синхронізації покращує повноту згоряння. Це дозволяє компенсувати зростання питомої витрати палива при переході на мазут та може покращити загальний ККД установки.

- Скорочення експлуатаційних витрат: Покращене згоряння зменшує навантаження на циліндропоршкову групу та знижує забруднення масла, що потенційно збільшує міжремонтні періоди та ресурс двигуна.

- Забезпечення екологічної відповідності: Точне дозування та якісне розпилення палива суттєво знижують викиди сажі (чорного диму) та оксидів азоту (NO_x), що дозволяє відповідати актуальним екологічним нормам без установки дорогих вихлопних систем (скрубєрів).

- Збереження капіталу та розвиток власних технологій: Модернізація існуючого парку двигунів є капітало- та ресурсозберігаючою альтернативою їх повній заміні. Успішна реалізація такого проєкту стимулює розвиток високотехнологічних галузей в Україні.

Таким чином, модернізація паливної системи двигуна 6ЧН 26/34 за технологією Common Rail є не просто технічним удосконаленням, а стратегічною інвестицією, спрямованою на радикальне зниження собівартості енергії, підвищення екологічності та продовження життєвого циклу енергетичного обладнання.

В табл. 4.1 наведено техніко-економічні показники двигуна типу 6ЧН 26/34 з модернізованою паливною системою *Common Rail* і аналогічного двигуна зі звичайною паливною системою.

Таблиця 4.1. Основні техніко-економічні показники двигунів для порівняння

Найменування показників	Позначення	Двигун аналог	Спроектований двигун
Потужність, кВт	N_e	860	850
Частота обертання, хв ⁻¹	n	750	750
Діаметр циліндра, м	D	0,26	0,26
Хід поршня, м	S	0,34	0,34
Питомі витрати палива, кг/(кВт·год.)	g_p	0,212	0,224
Питомі витрати масла, кг/(кВт·год.)	g_m	0,00145	0,00145

Механічний ККД	η_m	0,85	0,87
Число контрольних ремонтів	η	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах	$\varepsilon_{\min}$	1,1	1,1
Коефіцієнт використання потужності	K_p	0,90	0,91
Коефіцієнт частини вартості роботи	b	0,05	0,05
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту	$K_{кр}$	0,3	0,3
Час роботи за рік, год.	t	7500	7500
Ресурс двигуна до першого перебирання, год.	$t_{пер}$	15000	20000
Ресурс двигуна до капітального ремонту, год.	$t_{кр}$	45000	50000
Ціна установки, грн.	Π	6300000	10800000
Ціна палива, грн./т	Π_p	66000	44000
Ціна мастила, грн./т	Π_m	120000	120000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	E	0,15	0,15

4.2 Розрахунок економічної ефективності впровадження в експлуатацію спроектованого двигуна

Річна продуктивність установки визначається за формулою, кВт за рік:

$$N = K_p \cdot N_e \cdot t.$$

Для аналога (1) і для двигуна з модернізованою паливною системою (2) відповідно маємо:

$$N_1 = 0,9 \cdot 860 \cdot 7500 = 5805000 \text{ кВт за рік,}$$

$$N_2 = 0,91 \cdot 850 \cdot 7500 = 5805000 \text{ кВт за рік.}$$

Термін служби установки визначається за формулою, років: $T = \frac{t_{кр}}{t}.$

Для аналога і для двигуна з модернізованою паливною системою відповідно маємо:

$$T_1 = \frac{45000}{7500} = 6,0 \text{ років,}$$

$$T_1 = \frac{50000}{7500} = 6,7 \text{ років.}$$

Річні поточні витрати на паливо визначаються за формулою, грн.:

$$З_{\text{п}} = g_{\text{п}} \cdot N \cdot Ц_{\text{п}} \cdot 10^{-3}.$$

Для аналога і для двигуна з модернізованою паливною системою відповідно маємо

$$З_{\text{п1}} = 0,212 \cdot 5805000 \cdot 66000 \cdot 10^{-3} = 81223560,0 \text{ грн.},$$

$$З_{\text{п2}} = 0,224 \cdot 5805000 \cdot 44000 \cdot 10^{-3} = 57214080,0 \text{ грн.}$$

Річні поточні витрати на масло визначаються за формулою, грн.:

$$З_{\text{м}} = g_{\text{м}} \cdot N \cdot Ц_{\text{м}} \cdot 10^{-3}.$$

Для аналога і для двигуна з модернізованою паливною системою відповідно маємо

$$З_{\text{м1}} = 0,00145 \cdot 5805000 \cdot 120000 \cdot 10^{-3} = 1010070,0 \text{ грн.},$$

$$З_{\text{м2}} = 0,00145 \cdot 5805000 \cdot 120000 \cdot 10^{-3} = 1010070,0 \text{ грн.}$$

Річні витрати на поточний ремонт визначаються за формулою, грн.

$$З_{\text{пр}} = \frac{b \cdot t \cdot Ц}{t_{\text{пер}}}.$$

Для аналога і для двигуна з модернізованою паливною системою відповідно маємо

$$З_{\text{пр1}} = \frac{0,05 \cdot 7500 \cdot 6300000}{15000} = 157500,0 \text{ грн.}, \quad З_{\text{пр1}} = \frac{0,05 \cdot 7500 \cdot 10800000}{20000} = 202500,0 \text{ грн.}$$

Річні поточні витрати на капітальний ремонт визначаються за формулою, грн.

$$З_{\text{кр}} = \frac{K_{\text{кр}} \cdot t \cdot Ц}{t_{\text{кр}} \cdot \varepsilon_{\text{min}}}.$$

Для аналога і для двигуна з модернізованою паливною системою відповідно маємо

$$З_{\text{кр1}} = \frac{0,3 \cdot 7500 \cdot 6300000}{45000 \cdot 1,1} = 286363,6 \text{ грн.}, \quad З_{\text{кр2}} = \frac{0,3 \cdot 7500 \cdot 10800000}{50000 \cdot 1,1} = 441818,2 \text{ грн.}$$

Річні витрати у споживача визначаються за формулою, грн.

$$U = З_{\text{п}} + З_{\text{м}} + З_{\text{кр}} + З_{\text{пр}}.$$

					КРМ.142.6221м.25.25.04.ПЗ.	Лист
						60
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Для двигуна-аналога (1) і для двигуна з модернізованою паливною системою (2) відповідно маємо

$$U_1 = 81223560,0 + 1010070,0 + 157500,0 + 286363,6 = 82677493,6 \text{ грн.},$$

$$U_2 = 57214080,0 + 1010070,0 + 202500,0 + 441818,2 = 58868468,2 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект у споживача від використання двигуна з модернізованою паливною системою визначається за формулою, грн.

$$E_{\kappa} = \left[\Pi_1 \cdot \frac{N_2}{N_1} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_1} + E_1}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right) + \frac{U_3 - U_2}{\frac{1}{T_2} + E_2} \right] - \Pi_2,$$

$$\text{де } U_3 = \frac{N_2}{N_1} \cdot U_1 = \frac{5805000}{5805000} \cdot 82677493,6 = 82677493,6 \text{ грн.}$$

$$E_{\kappa} = \left[6300000 \cdot \frac{5805000}{5805000} \cdot \left(\frac{\frac{1}{6,0} + 0,15}{\frac{1}{6,7} + 0,15} \right) + \frac{82677493,6 - 58868468,2}{\frac{1}{6,7} + 0,15} \right] - 10800000 = 75213418,2 \text{ грн.}$$

Термін окупності двигуна з модернізованою паливною системою визначається за формулою, років

$$T_{\text{окуп}} = \frac{\Delta K}{\Delta S},$$

де ΔK – додаткові одноразові витрати на модернізацію паливної системи, грн.;

ΔS – річна економія при експлуатації нової установки, грн.:

$$\Delta S = 3_{\text{п1}} - 3_{\text{п2}} + 3_{\text{м1}} - 3_{\text{м2}} + 3_{\text{пр1}} - 3_{\text{пр2}} + 3_{\text{кр1}} - 3_{\text{кр2}} = U_1 - U_2,$$

$$\Delta S = 82677493,6 - 58868468,2 = 23809025,5 \text{ грн.}$$

$$\text{Отже, час окупності: } T_{\text{окуп}} = \frac{4500000}{23809025,5} = 0,19 \text{ року.}$$

4.3 Висновок до розділу

У даному розділі проведено комплексне економічне обґрунтування розробки та впровадження паливної системи типу Common Rail для суднового

					КРМ.142.6221м.25.25.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		61

дизель-генератора 6ЧН 26/34. Розрахунки виконані шляхом порівняння прогнозних експлуатаційних витрат модернізованого двигуна з витратами на аналогічний агрегат зі стандартною паливною апаратурою, що працює на дорожчому дизельному паливі.

Аналіз основних техніко-економічних показників та розрахунків річних експлуатаційних витрат підтвердили високу ефективність запропонованого технічного рішення. Незважаючи на більш високу початкову інвестицію, пов'язану з вартістю модернізації, головним джерелом економічного ефекту є кардинальне зниження витрат на паливо за рахунок переходу на дешевший флотський мазут.

Результати розрахунків демонструють, що річна економія коштів споживача може складати приблизно 75,2 млн. грн. За таких умов, термін окупності додаткових капітальних вкладень у переобладнання становить лише близько 3 місяці (при річному наробітку 7500 годин та середньому навантаженні 90...91 % від номіналу). Такий короткий строк окупності робить проєкт вкрай привабливим для інвестування.

Крім прямого фінансового ефекту, модернізація забезпечує важливі додаткові переваги:

- Збільшення ресурсу двигуна до капітального ремонту завдяки м'якшим умовам згоряння.
- Підвищення екологічності за рахунок зниження викидів сажі та оксидів азоту.
- Покращення керованості та діагностичності енергетичної установки завдяки її інтеграції в судову систему автоматики.

Отже, проведене економічне обґрунтування остаточно підтверджує техніко-економічну доцільність та високу інвестиційну привабливість проєкту з модернізації паливної системи дизель-генератора 6ЧН 26/34 за технологією Common Rail. Впровадження даного рішення дозволить суттєво підвищити економічну ефективність експлуатації судових енергоустановок та забезпечити їх довгострокову конкурентоспроможність у сучасних ринкових умовах.

					КРМ.142.6221м.25.25.04.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		62

РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЩОДО ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТУ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ МОРСЬКИХ СУДЕН

Охорона праці являє собою комплекс правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних та лікувально-профілактичних заходів, спрямованих на забезпечення безпеки, збереження здоров'я та працездатності працівників у процесі трудової діяльності. Оскільки абсолютно безпечних виробництв не існує, основним завданням охорони праці є мінімізація ймовірності травматизму та професійних захворювань, забезпечення комфортних умов праці при максимальній продуктивності. Реальне виробниче середовище завжди характеризується наявністю певних шкідливих та небезпечних факторів.

Завданням охорони праці є створення системи організаційних та технічних засобів, які запобігають або зменшують вплив цих факторів на працівників. До таких заходів належать: промислова санітарія (гігієна праці), яка вивчає та впроваджує заходи зі збереження здоров'я на виробництві; санітарна техніка, що включає системи вентиляції, кондиціонування, опалення, освітлення, водопостачання та каналізації, а також засоби захисту від шуму, вібрації, пилу, газів та випромінювань.

5.1 Аналіз шкідливих і небезпечних факторів у машинному відділенні

Машинне відділення (МВ) судна є об'єктом підвищеної небезпеки через наявність різноманітного обладнання та механізмів. Основними шкідливими та небезпечними факторами тут є:

Рухомі частини машин і механізмів: потенційні джерела механічних травм.

Підвищений рівень шуму: може призвести до порушення слуху та підвищеної стомлюваності.

Підвищений рівень вібрації: спричиняє загальну та локальну вібрацію, що може призвести до віброхвороби.

					КРМ.142.6221м.25.25.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		63

Підвищений рівень електромагнітних випромінювань: може впливати на нервову, серцево-судинну системи та органи зору.

Запиленість та загазованість повітря: наявність шкідливих речовин (наприклад, оксидів вуглецю, азоту, сірководню) може спричинити отруєння та професійні захворювання.

Недостатнє або нераціональне освітлення: веде до зорової втоми та підвищує ризик травматизму.

Детальний аналіз окремих факторів.

Небезпека від рухомих частин механізмів є одним з найбільш очевидних і поширених факторів ризику у машинному відділенні. Ця небезпека виникає в результаті безпосереднього контакту персоналу з відкритими зонами дії механічного обладнання, яке має обертальний, поступальний або ударний характер руху. До таких елементів належать муфти, ремені, шківи, шестерні, вали, кривошипно-шатунні механізми, а також деталі, що здійснюють різання, штампування або подрібнення.

Основою запобігання травматизму є комплекс організаційних та технічних заходів безпеки. Першочерговим технічним заходом є обов'язкове обладнання машин і механізмів захисними огородженнями. Ці огородження мають бути міцними, надійно закріпленими і перешкоджати будь-якому доступу до небезпечної зони під час роботи устаткування. Конструкція огорожень повинна дозволяти технічне обслуговування, але автоматично блокувати запуск механізму при їх відкритті. Окрім огорожень, активно застосовуються блокувальні та сигнальні пристрої. Блокувальні механізми роблять неможливим пуск або продовження роботи обладнання, якщо людина перебуває в зоні ризику, а сигнальні системи (світлові та звукові) заздалегідь попереджають про початок роботи або небезпеку.

Поняття "небезпечна зона" є ключовим для аналізу цього фактора. Це простір, як правило, у безпосередній близькості від рухомих елементів, де в разі знаходження людини існує ймовірність отримання травми — затиснення, удару, затягування, поранення. Межі цієї зони визначаються траєкторією та

					КРМ.142.6221м.25.25.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		64

швидкістю руху частин обладнання. Особливу небезпеку становлять ситуації, коли під час експлуатації або очищення існує ризик захоплення одягу, рукавиць, довгого волосся або частин тіла працівника рухомими частинами. Такі інциденти часто призводять до тяжких травм. Тому поряд із технічними засобами захисту виключальне значення мають організаційні заходи: чіткі інструкції з безпечної експлуатації, використання спецодягу (що щільно прилягає та не має вільно розвиваючихся частин), проведення робіт тільки при повній зупинці та блокуванні енергоджерел (за принципом "нуль енергії"), а також постійний нагляд та інструктаж персоналу. Таким чином, ефективна боротьба з небезпекою від рухомих частин вимагає поєднання інженерних рішень, індивідуальних засобів захисту та суворих правил безпечної поведінки на робочому місці.

Вібрація є одним з основних фізичних факторів зворотного впливу в машинному відділенні. Її джерелами є практично всі енергетичні та робочі установки, зокрема головні та допоміжні дизельні двигуни, гребні гвинти через корпус судна, насоси, вентилятори, компресори та системи трубопроводів. Фізична природа вібрації полягає у механічних коливаннях твердих тіл або середовищ, що передаються на тіло людини та конструкції. Ці коливання мають параметри, що постійно змінюються: частоту (кількість коливань за секунду), амплітуду (величину відхилення) та швидкість.

Вплив вібрації на організм людини залежить від її виду. Загальна вібрація передається через опорні поверхні (підлогу, сидіння, платформу) на все тіло працівника, що стоїть або сидить. Тривалий вплив такої вібрації призводить до струсу всього організму, порушень з боку центральної нервової системи, що проявляється головним болем, запамороченням, порушенням сну. Впливає вона також на вестибулярний апарат, серцево-судинну систему (спади артеріального тиску) та опорно-руховий апарат, збільшуючи ризик дегенеративних змін хребта. Локальна (місцева) вібрація передається через руки працівника, який утримує вібруючий інструмент (наприклад, при відбиранні проб, обслуговуванні). Найбільші наслідки її впливу — порушення судинного

тону с кистей рук (розвиток так званого синдрому "білих пальців" або вібраційної ангіопатії), зниження чутливості, м'язова слабкість та деструкція кісток і суглобів (артрози).

Обидва види вібрації при тривалому систематичному впливі можуть спричинити професійне захворювання – віброхворобу. Це важке хронічне захворювання, яке важко піддається лікуванню, особливо на пізніх стадіях, і часто призводить до стійкої втрати працездатності. Лікування носить переважно симптоматичний характер та спрямоване на уповільнення прогресування захворювання.

Оскільки елімінувати вібрацію повністю в умовах МВ неможливо, ключовим напрямом охорони праці є її нормування та зниження рівнів. Нормування здійснюється згідно з державними санітарними нормами, де встановлені гранично допустимі рівні вібрації. Вимоги розрізняються для загальної та локальної вібрації та залежать від частотного спектру. Вібрація оцінюється не за однією частотою, а за октавними смугами частот (наприклад, 2, 4, 8, 16, 31.5, 63 Гц для загальної), оскільки організм людини по-різному реагує на коливання різних частот. Вимірюються такі параметри, як середнє квадратичне значення віброприскорення або віброшвидкості в кожній смузі, які потім порівнюються з нормативними значеннями.

Заходи боротьби з вібрацією носять комплексний характер. Технічні заходи спрямовані на зниження вібрації в джерелі: ретельна балансування обертових частин, використання демпфуючих матеріалів, амортизаторів та віброізолюючих опор під агрегати. Важливе значення має правильне технічне обслуговування для запобігання збоям, що посилюють вібрацію (знос підшипників, розбалансування). Організаційні заходи включають оптимізацію режимів праці та відпочинку для працівників, обмеження часу безперервного впливу вібрації, введення додаткових перерв. Індивідуальний захист забезпечується спеціальним віброзахистним взуттям з гнучою підошвою та амортизуючими стельками для боротьби з загальною вібрацією, а також рукавичками з вібро-

поглинаючими вставками для зменшення локальної вібрації. Таким чином, забезпечення безпеки праці при дії вібрації вимагає суворого контролю її рівнів, постійної технічної діагностики обладнання та чіткого виконання профілактичних заходів.

Електромагнітні випромінювання (ЕМВ) утворюються при роботі всього спектру електротехнічного обладнання МВ, такого як головні та допоміжні генератори, силові розподільні щити, частотні перетворювачі, електродвигуни та кабельні траси. Це випромінювання створює в просторі електромагнітне поле (ЕМП).

Вплив ЕМП на організм людини поділяється на два основних механізми. Перший – теплова дія, коли енергія поля поглинається тканинами тіла, перетворюючись на тепло і спричиняючи перегрів. Це особливо небезпечно для органів зі слабким кровообігом, таких як кришталік ока (що може призвести до катаракти) або тканини мозку. Другий – нетеплова (інформаційна) дія, яка проявляється навіть за рівнів поля, недостатніх для помітного нагріву. Вона може викликати функціональні порушення з боку центральної нервової та серцево-судинної систем, а також впливати на ендокринну систему та обмін речовин.

Для захисту персоналу здійснюється суворе нормування рівнів ЕМВ. Гігієнічні норми встановлюють гранично допустимі рівні (ГДР) для двох основних складових поля: напруженості електричного поля (Е, В/м) та напруженості магнітного поля (Н, А/м). Ці норми розрізняються залежно від частотного діапазону випромінювання (від промислових 50 Гц до радіочастот) і тривалості перебування в зоні впливу. Контроль виконується спеціальними приладами — випромінювачами.

Заходи безпеки включають технічні засоби: заземлення екранувальні огороження та кожухи для джерел ЕМП, віддалення робочих місць від високопотужного обладнання, скорочення часу роботи в зоні впливу. Індивідуальний захист передбачає використання спецодягу з металевими нитками, що має екрануючі властивості, та захисних окулярів. Таким чином, основним підхо-

дом є мінімізація часу та інтенсивності впливу шляхом технічного та організаційного контролю.

Забруднення повітряного середовища є критичним фактором у машинному відділенні через інтенсивні технологічні процеси. Джерелами шкідливих речовин є продукти неповного згоряння палива в дизелях (оксид вуглецю –CO, вуглеводні, сажа), високотемпературне окислення азоту повітря (оксиди азоту – NO_x), сірка в паливі (сірчистий ангідрид – SO₂). Додаються випаровування палив, олив, рідин гідросистем, а також озон, що утворюється під час електричних розрядів.

Вплив цих речовин на організм працівників системний. Вони проникають переважно інгалаційним шляхом, безпосередньо впливаючи на дихальну систему та потрапляючи в кровотік. Оксид вуглецю (CO), не маючи кольору та запаху, утворює стійке з'єднання з гемоглобіном крові (карбоксигемоглобін), блокуючи перенесення кисню, що призводить до гіпоксії тканин, особливо небезпечної для мозку та серця. Оксиди азоту (NO_x) подразнюють дихальні шляхи, можуть спричиняти набряк легень, а при хронічному впливі – хронічні бронхіти та емфізему. Сірчистий ангідрид (SO₂) має сильну подразнювальну дію на слизові оболонки очей та верхніх дихальних шляхів. Вуглеводні та пари мастил можуть викликати наркотичну дію, подразнення шкіри та слизових, а деякі з них є канцерогенними. Хронічний вплив навіть низьких концентрацій призводить до професійних захворювань: хронічних обструктивних захворювань легень, астматичних явищ, токсичних уражень печінки, нирок та нервової системи.

Контроль забрудненості повітря ґрунтується на порівнянні фактичних концентрацій шкідливих речовин з гранично допустимими концентраціями (ГДК). ГДК – це максимальна концентрація, яка при щоденній (крім вихідних) 8-годинній роботі протягом усього трудового стажу не може спричинити захворювань чи відхилень у стані здоров'я працівника. Для кожної речовини встановлюється ГДК робочої зони (середньозмінна та максимально разова).

					КРМ.142.6221м.25.25.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		68

Систематичний моніторинг здійснюється за допомогою газоаналізаторів стаціонарного та персонального типу.

Основні заходи боротьби носять комплексний характер. Перш за це технологічні заходи, спрямовані на зменшення викидів в джерелі: використання якісного палива з низьким вмістом сірки, тонке налаштування паливної апаратури двигунів для мінімізації неповного згоряння, герметизація систем, що містять шкідливі речовини. Ключовим засобом захисту є ефективна вентиляція. Загальнообмінна вентиляція забезпечує постійний повітрообмін у всьому об'ємі МВ, розбавляючи та видаляючи забруднене повітря за борт. Місцева витяжна вентиляція встановлюється безпосередньо біля джерел найінтенсивніших викидів (наприклад, на випускних колекторах, у зоні відбору проб, наливних горловинах), локалізуючи та видаляючи забруднення до їх розповсюдження. Індивідуальний захист застосовується при неможливості забезпечити безпеку іншими засобами та включає використання протигазів, респіраторів відповідного типу та захисних окулярів при виконанні певних операцій. Таким чином, безпека залежить від системного підходу, що поєднує контроль стану повітря, технічне вдосконалення обладнання та дотримання правил безпеки персоналом.

Освітленість є ключовим фактором для безпеки, зорового комфорту та ефективності роботи персоналу в умовах машинного відділення, де природне світло відсутнє або мінімальне. Штучне освітлення створює штучне світлове середовище, параметри якого мають відповідати конкретним вимогам зорової роботи.

Неадекватне освітлення створює серйозні ризики. Недостатня освітленість змушує зір напружуватися для розрізнення деталей, що веде до швидкої зорової втоми, головного болю, зниження уваги та концентрації. Це безпосередньо підвищує ймовірність помилок під час контролю приладів чи обслуговування обладнання, а отже, і ризик травматизму. Нерівномірна освітленість (різкі перепади яскравості в полі зору) вимагає від організму постійної адаптації зору, що також сприяє стомленню. Забілююча або відбита блискість

					КРМ.142.6221м.25.25.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		69

від блискучих поверхонь устаткування, панелей управління або самих світильників викликає зорове роздратування, знижує контрастність зображення та може спричинити тимчасову втрату зорової функції, що особливо небезпечно при роботі з рухомими механізмами або на трапах.

Для запобігання цим негативним наслідкам діють чіткі нормативні вимоги, що встановлюють мінімальні рівні освітленості для різних зон МВ. Ці норми регламентуються судовими правилами та міжнародними конвенціями (наприклад, SOLAS). Вимоги диференційовані: для основних проходів та палуб достатньо загальної освітленості (наприклад, 50...75 люкс), тоді як для зон детальної зорової роботи, таких як пульти управління, шкали приладів, зони технічного обслуговування агрегатів, необхідна значно вища освітленість (100...300 люкс і більше). Окремо нормуються сходи трапів та аварійні виходи, де недостатнє освітлення створює пряму загрозу життю.

Для виконання цих норм застосовується комплексна система освітлення. Основою є загальне рівномірне освітлення, створюване світильниками, розташованими на стелі або по периметру, яке забезпечує базовий рівень світла по всьому об'єму приміщення. Для місць з підвищеними вимогами додатково влаштовується місцеве або комбіноване освітлення (додаткові світильники біля верстатів, пультів). Обов'язковим елементом безпеки є аварійне освітлення, яке живиться від акумуляторних батарей і забезпечує мінімально необхідну видимість для безпечної евакуації людей у разі відмови основного електроживлення. Також важливим є суднове чергове освітлення, що дозволяє продовжувати критично важливі операції.

Таким чином, створення безпечного та ефективного світлового середовища в МВ вимагає ретельного розрахунку, правильної розстановки світильників з урахуванням вимог до розподілу яскравості та відсутності блиску, а також належного технічного обслуговування систем освітлення для підтримання необхідних рівнів.

Шум є постійним та інтенсивним фактором середовища в машинному

					КРМ.142.6221м.25.25.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		70

відділенні, що створюється різноманітними джерелами. Основними з них є аеродинамічні джерела, такі як турбонагнітачі двигунів, випускні системи, вентилятори та компресори, які генерують шум від потоку газу або повітря. Механічні джерела, включаючи головні та допоміжні дизельні двигуни (ударно-масові механізми, зубчасті передачі, підшипники), а також насоси та електродвигуни, створюють шум від ударів, тертя та вібрації. Шум є фізичним явищем — пружними коливаннями, що поширюються в повітрі, його інтенсивність вимірюється в децибелах (дБ), а спектр охоплює широкий діапазон частот.

Вплив шуму на організм працівників є системним та накопичувальним. Тривалий вплив рівня понад 80 дБА в основному веде до порушення слухової функції. Спочатку виникає тимчасове зміщення порогу чутливості (тимчасова туговухість), яке після відпочинку проходить. Однак при хронічному впливі розвивається стійка необоротна професійна нейросенсорна туговухість. Крім прямого впливу на слух, шум впливає на весь організм: викликає підвищену загальну стомлюваність, знижує концентрацію уваги, збільшує кількість помилок. Він порушує функції центральної нервової системи (дратівливість, порушення сну) та серцево-судинної системи, сприяючи розвитку артеріальної гіпертензії. Шум також погіршує сприйняття попереджувальних сигналів і вербальних команд, що безпосередньо підвищує ризик виробничого травматизму.

Боротьба з шумом будується на принципі комплексного заходу та включає три основні напрямки. Перший – зниження шуму в джерелі. Це найефективніший шлях, який передбачає технічне доопрацювання обладнання: використання балансованих вузлів, демпферів, антивібраційних матеріалів, підвищення класу точності зубчастих передач, регулярне технічне обслуговування для усунення зносу та зазорів. Другий напрям – звукопоглинання (активна боротьба). Він полягає в установці глушників різних конструкцій (резонансних, поглинаючих, комбінованих) на впускних та випускних патрубках двигунів, а також у повітроводах вентиляційних систем. Стіни та стеля МВ можуть обро-

блятися звукопоглинаючими матеріалами (покриттями, панелями). Третій напрям – звукоізоляція (пасивний захист). Найпотужніші джерела шуму (наприклад, головні двигуни, генератори) можуть бути укриті спеціальними звукоізолюючими кожухами або кабінами, які містять багатошарові панелі з щільних і поглинаючих матеріалів. Це значно знижує рівень шуму, що поширюється по відділенню. Коли технічні засоби не забезпечують безпеку на робочому місці, обов'язково застосовується індивідуальний захист: антифони (беруші) або навушники, що забезпечують необхідне зниження рівня шуму. Також важливими є організаційні заходи: обмеження тривалості перебування персоналу в зонах з високим рівнем шуму, планування режимів праці та відпочинку, проведення медичних оглядів для раннього виявлення порушень слуху.

5.2 Розрахунок освітленості машинного відділення

Світлотехнічний розрахунок зроблений методом коефіцієнта використання світлового потоку по РД5.6077-75 «Освітлення судів. Правила і методи розрахунку». Документ встановлює правила і методи розрахунку судових освітлювальних установок. Містить методику та приклади розрахунку визначення кількості світильників і перевірки освітленості судових приміщень, відкритих просторів (палуби, забортного простору освітлення місць посадки в шлюпки і плоти. Для судових світильників з лампами розжарювання і з люмінесцентними лампами) наведені необхідні дані для розрахунку різними методами.

Освітленість судового приміщення відповідає «Нормам штучного освітлення на судах морського флоту № 2506-81». Норми штучного освітлення на судах морського флоту розроблені Науково-дослідним інститутом гігієни водного транспорту МОЗ України і використовуються при проектуванні та експлуатації штучного освітлення приміщень і палуб знову споруджуваних і реконструйованих суден, а також при реконструкції освітлювальних установок морських суден.

Кількість світильників у приміщенні визначається за формулою

					КРМ.142.6221м.25.25.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		72

$$N = \frac{E_x \cdot k_x \cdot S_x \cdot Z}{\Phi_x \cdot h},$$

де N – кількість світильників, шт.;

k – коефіцієнт запасу, ($k = 1,15 - 1,3$);

E – нормована освітленість;

S – площа освітлення, m^2 ;

Z – коефіцієнт мінімальної освітленості ($Z = 1,1$);

Φ – сумарний світловий потік ламп, встановлених в одному світильнику, ЛМ;

h – коефіцієнт використання світлового потоку ламп, встановлених у світильнику – обирається з додатку 3 (РД5.6077-75) в залежності від типу світильника, коефіцієнта відображення й індексу приміщення.

$$i = \frac{a \cdot b}{(a + b) \cdot x \cdot h},$$

де i – індекс приміщення;

a – довжина приміщення, м;

b – ширина приміщення, м;

h – висота приміщення, м.

Розрахунок виконаний в табличній формі для світильників виробництва України, Польщі (FAMOR). Результати розрахунку приведені в табл. 5.1.

Таблиця 5.1. Розрахунок освітленості судна

Найменування приміщення	Довжина, м	Ширина, м	Розрахункова висота, м	Розрахункова площа, m^2	Тип освітлення*	Освітлювальна арматура			Освітленість	
						Тип світильника	Кіл. и потужність ламп	Кіл. світильників	Норм.	Факт.
Кермова рубка	3,5	3,2	1,2	11,2	O+A	QZ 4019	2x18+15	3	150	176
Коридор	3,0	1,0	1,8	3,0	O+A	QZ 4019	2x18+15	2	75	98
Тамбур МО	1,0	1,0	1,8	1,0	O+A	QZ 4019	2x18+15	1	75	116
Туалет	1,0	1,0	1,8	1,0	O	CC-328	60	1	30	100
Умивальна	0,5	0,5	1,8	0,25	O	CC-328	60	1	30	200
Комора	0,5	0,5	1,8	0,25	O	CC-328	60	1	30	200
Пом. пожежогасіння	0,5	0,5	1,8	0,25	O	CC-328	60	1	30	200
Форпик	4,0	4,5	1,4	18,0	O	CC-328	60	2	75	77
Салон	2,5	2,5	1,4	6,3	O	QZ 4019	2x18	4	150	200
Пом. под. їжі	1,5	1,5	1,2	2,25	O	CC-34	2x18	2	200	280
Каюта 1 чол.	1,0	1,5	1,2	1,5	O	QZ 4019	2x18	2	200	240
Каюта 3 чол.	2,5	1,0	1,2	2,5	O	QZ 4019	2x18	2	200	240

Коридор	3,0	0,8	2,0	2,4	O+A	QZ 4019	2x18+15	1	75	98
Машинне відділення	6,0	4,5	1,8	28,0	O	CC-34	2x20	11	100	115
Румпельне відділення	1,0	3,0	1,0	3,0	O	CC-34	2x20	2	50	62
Примітка: * O – основне освітлення; A – аварійне освітлення.										

5.3 Вплив суднової енергетичної установки на навколишнє середовище

В процесі експлуатації судів утворюються побутові і виробничі відходи, скидання яких у водойму приносить значний збиток природі. При цьому всі, що утворюються на судні забруднення можна розділити на дві основні групи:

- 1) залишки перевезених вантажів.
- 2) забруднення, що утворюються в результаті життєдіяльності екіпажа і пасажирів (стічні води і побутове сміття), а також у результаті експлуатації суднових механізмів (нафтомістящі льяльні, чи подсланеві води, виробниче сміття). Крім того, дотепер, на жаль, дуже часті випадки аварійних розливів нафтопродуктів при бункеруванні судів і в результаті різних аварійних ситуацій.

Нафтомістящі води.

У процесі експлуатації суднових механізмів утвориться особливий вид відходів – подсланеві нафтомістящі води (НВ), що скоплюються під настилами (ल्याлами) машинних відділень. Основні причини утворення НВ на судні – це потічки води з трубопроводів, арматури, насосів, через дейдвудні пристрої, обшивання корпусу і донну арматуру, а також потічки нафтопродуктів із трубопроводів і арматури при ремонті механізмів, паливної і масляної апаратури і т. ін. Нафтомістящі води утворюються і унаслідок улучення під настили води, використаної при промиванні деталей, механізмів, пропарюванню паливних і масляних цистерн, а також у результаті аварійних потічок.

Таким чином, кількість НВ багато в чому залежить від технічного стану устаткування і від виконання правил його експлуатації. Середньодобове нагромадження НВ в основному визначається потужністю головного двигуна.

Стічні води.

При використанні води для питних і господарських нестатків на судні скупчуються стічні води (СВ).

Проблема видалення СВ із судів виникла давно, практично з часу спуска

					КРМ.142.6221м.25.25.05.ПЗ.					Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата						74

на воду першого судна, але донедавна вона зважувалася досить просто – скиданням СВ за борт без якої-небудь обробки. Серед екіпажів судів існувала думка, що суднові СВ можна скидати у воду без усякого збитку для природи. Порозумівалося це значним розведенням СВ водою водойми, а також здатністю водойм до самоочищення за рахунок розкладання забруднення природним шляхом.

Такий висновок помилковий у першу чергу тому, що проблема забруднення стічними водами із судів у цьому випадку розглядається у відриві від загальної проблеми забруднення водойм. Відомо, що кожна водойма має здатність самоочищення, тобто розкладання (окислювання) шкідливих речовин до такого стану, коли вони не представляють небезпеки для водойми. Однак здатність до самоочищення залежить насамперед від початкової чистоти води і від кількості розчиненого у воді кисню. В даний час якість води в ріках і прибережній зоні морів значно погіршилося. Це зв'язано зі швидким розвитком міст, промисловості, сільського господарства. Причому в ріках забруднення скочується на всьому їхньому протязі і потім виносяться в прибережну зону морів. Присутність у воді великого числа забруднень порушує кисневий баланс водойм, знижує їхню здатність до самоочищення. Крім того, СВ є причиною бактеріального забруднення.

Тому, незважаючи на те що загальна кількість СВ, що скидаються із судів, незрівнянно менше СВ, що скидаються міськими каналізаціями, вони все-таки завдають відчутної шкоди водоймам. Особливо несприятливе положення спостерігається в місцях скупчення судів, наприклад у портах. У зв'язку з цим назріла необхідність у заходах для запобігання скидання неопрацьованих СВ із судів.

Сміття, побутові і виробничі відходи.

У процесі виробничої і побутової діяльності на судні утвориться ряд твердих і рідких відходів, що підлягають видаленню. Побутові тверді відходи утворюються в результаті життєдіяльності екіпажу і пасажирів. До таких відходів відносяться папір, ганчірки, пакувальні матеріали (дерев'яні шухляди, консервні банки, скляні пляшки і банки, пластмасові флакони з-під шампуню, дезодоранту і т. ін.), а також харчові відходи. Побутові тверді відходи звичайно накопичують у спеціальних контейнерах (бачках), установлених на кормі судна. Причому для харчових відходів призначені окремі бачки, і в такий спосіб

					КРМ.142.6221м.25.25.05.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		75

вони не змішуються з побутовим сміттям. Використаний скляний посуд звичайно теж складають окремо, у спеціальні шухляди.

Експлуатаційні тверді відходи (дрантя, ганчірки, тканеві, синтетичні і паперові фільтри, дерево, гума й ін.) утворюються в процесі обслуговування суднових механізмів. Основну масу цих відходів складає промаслене дрантя, що, як правило, зберігають у спеціальних металевих шухлядах, встановлених у машинних відділеннях судів.

5.4 Висновок до розділу

У рамках даного розділу було проведено аналіз основних аспектів охорони праці та захисту навколишнього середовища при експлуатації морських суден. Було визначено, що машинне відділення є зоною підвищеної небезпеки, де на персонал можуть впливати такі шкідливі та небезпечні фактори, як рухомі механізми, підвищений рівень вібрації, електромагнітних випромінювань, шуму, запиленості та загазованості, а також недостатня або неякісна освітленість.

Для мінімізації впливу цих факторів запропоновано комплекс організаційно-технічних заходів.

Окрему увагу приділено питанням екологічного впливу суднової енергетичної установки. Визначено основні джерела забруднення. Для запобігання негативного впливу на морське середовище необхідно суворо дотримуватись міжнародних та національних нормативів, застосовувати сучасні системи очищення стічних вод, сепарації нафтовмісних вод, а також організовувати збір, сортування та утилізацію відходів.

Реалізація запропонованих заходів дозволить забезпечити безпечні умови праці для екіпажу, знизити ризик професійних захворювань та травматизму, а також мінімізувати екологічний слід судна під час його експлуатації. Це є важливим кроком у напрямку сталого розвитку морської галузі та дотримання принципів екологічної відповідальності.

ВИСНОВКИ ДО РОБОТИ

У рамках виконання кваліфікаційної роботи на тему «Дослідження та розробка паливної системи для дизель-генератора» було проведено комплексне дослідження, спрямоване на модернізацію вітчизняного допоміжного дизель-генератора 6ЧН 26/34 для його ефективної інтеграції в суднову енергетичну систему багатоцільового судна «Nordancer». В результаті виконаної роботи отримано наступні основні результати та висновки:

Обґрунтовано об'єкт та напрямок модернізації. Проведений аналіз судна «Nordancer» та його енергетичних потреб підтвердив високі вимоги до надійності, економічності та екологічності допоміжних дизель-генераторів. Детальний опис двигуна 6ЧН 26/34 виявив його конструктивний потенціал для підвищення ефективності. Головною експлуатаційною перевагою, що стала основою для модернізації, визначена можливість роботи на двох видах палива – дизельному та важкому (флотському мазуті Ф-5), що обумовлює значний економічний ефект.

Визначено енергетичні параметри модернізованого двигуна. Шляхом детального теплового розрахунку та моделювання робочого циклу двигуна з використанням мазуту Ф-5 були отримані його основні експлуатаційні показники. Розрахункова ефективна потужність склала 851,9 кВт, що задовольняє вимоги завдання. Питома ефективна витрата палива становить 0,224 кг/(кВт·год), а індикаторний та ефективний ККД – 0,44 та 0,37 відповідно. Розрахунки теплового балансу показали раціональний розподіл енергії палива. Відхилення розрахункових параметрів від заданих не перевищує допустимих меж, що підтверджує коректність проведених обчислень.

Розроблено та обґрунтовано концепцію модернізованої паливної системи типу Common Rail. Запропоновано замінити традиційну багатосекційну паливну апаратуру на сучасну акумуляторну систему високого тиску, що включає:

					КРМ.142.6221м.25.25.00.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		77

Один одноплунжерний паливний насос високого тиску типу 962Е для створення стабільного тиску в загальній магістралі.

П'єзоелектричні форсунки з електронним керуванням, що забезпечують високу швидкість спрацьовування, точне багатofазне впорскування та оптимальне розпилення палива.

Електронний блок керування (ЕБК) для точної синхронізації подачі палива з режимами роботи двигуна.

Виконані розрахунки параметрів форсунки та перевірка міцності її основних деталей підтвердили їхню працездатність при робочому тиску.

Доведена висока економічна ефективність проєкту. Техніко-економічне обґрунтування на основі порівняння з аналогом, що працює на дизельному паливі, показало переваги модернізації:

Річна економія на експлуатаційних витратах (за рахунок дешевшого палива та покращених показників) складає близько 75,2 млн. грн..

Термін окупності додаткових капіталовкладень у модернізацію становить лише близько трьох місяців при наробітку 7500 годин на рік, що робить проєкт вкрай привабливим для інвестування. Окрім прямої економії, проєкт забезпечує збільшення міжремонтного ресурсу двигуна та підвищення його капіталізації.

Розроблено комплекс заходів щодо безпеки та екологічності. Проаналізовано основні небезпечні та шкідливі фактори в машинному відділенні та запропоновано заходи щодо охорони праці. Визначено головні джерела забруднення навколишнього середовища від суднової енергоустановки (нафтовмісні води, викиди, відходи) та обґрунтована необхідність дотримання міжнародних екологічних норм. Проведений розрахунок освітленості машинного відділення підтвердив відповідність запропонованої системи висвітлення діючим нормативам.

Виконана робота доводить технічну можливість, економічну доцільність та екологічну перевагу модернізації паливної системи допоміжного дизель-ге-

нератора 6ЧН 26/34 за технологією Common Rail. Запропоноване рішення дозволяє трансформувати перевірений вітчизняний двигун у сучасну, економічно ефективну та екологічно чисту енергетичну установку, здатну відповідати викликам сучасного судноплавства. Впровадження даної розробки сприятиме підвищенню конкурентоспроможності українського суднобудування, зменшенню експлуатаційних витрат судновласників та збереженню морського середовища.

					КРМ.142.6221м.25.25.00.ПЗ.	Лист
						79
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : Підручник / В. С. Наливайко, Б. Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. – Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників. Т. 4. Основи САПР ДВЗ / За ред. проф. А. П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 428 с.
3. Woodyard, D. F. Pounder’s marine diesel engines and gas turbines - 8th edn. / Elsevier Ltd., 2004. – 914 p.
4. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke. Handbook of Diesel Engines / Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. – 634 p.
5. Kirkpatrick, A. T. Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences. 4th ed., John Wiley & Sons, 2020, 656 p.
6. Артемов Г. А. Суднові енергетичні установки : навчальний посібник / Г. А. Артемов, В. М. Горбов, Г. Ф. Романовський. – Миколаїв : УДМТУ, 2002. – 353 с.
7. Мороз В. І. Основи конструювання і САПР. Навчальний посібник / В. І. Мороз, О. В. Братченко, В. В. Ліньков. – Харків.: Нове слово, 2003. – 194 с.
8. Правила класифікації та побудови малих суден. Регістр судноплавства України. – Київ, 2002.
9. Кузнєцов В. В. Економічна оцінка проектних рішень в судновій енергетиці. – Миколаїв: НУК, 2005. – 70 с.
10. Закон України «Про охорону праці» // Відомості Верховної Ради України, 1992, № 49, ст. 668.
11. Винокурова Л. Е. Основи охорони праці: Підручник для проф.-техн. навч. закладів / Л. Е. Винокурова, М. В. Васильчук, М. В. Гаман. – К. : Вікторія, 2001. – 192 с.
12. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5. Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за напрямом

					КРМ.142.6221м.25.25.00.ПЗ.	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		80

“Інженерна механіка” / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ “ХПІ”, 2004. – 466 с.

					КРМ.142.6221м.25.25.00.ПЗ.	Лист
						81
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		