

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

« » 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Модернізація системи подачі дизельного палива головного двигуна
МАК 12М43С судна «AIDAprima» з метою підвищення ефективності його
експлуатації

Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-22з

 Федченко А.С.
(підпис)

Керівник роботи:

професор кафедри ЕМ, д.т.н., професор
(посада, науковий ступінь, вчене звання)

 Чабанов І.І.
(підпис)

Первомайськ - 2024 р.

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ Національного
університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут**

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

« ____ » _____ 2024 р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»**

Студенту Федченко Альберту Сергійовичу

1. Тема роботи: «Модернізація системи подачі дизельного палива головного двигуна МАК 12М43С судна «AIDAprima» з метою підвищення ефективності його експлуатації».

Керівник роботи Чабанов І.І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2024 року за № 52.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 25.11.2024 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип – головний двигун Caterpillar-МАК 12М43С судна «AIDAprima».

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

Вступ. 1. Обґрунтування можливості розробки комплексу заходів для модернізації системи подачі дизельного палива головного двигуна МАК 12М43С судна «AIDAPRIMA» в умовах експлуатації. 2. Загальна характеристика судна і його енергетичної установки. 3. Обґрунтування доцільності модернізації системи подачі палива судового двигуна. 4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. План розташування механізмів у машино-котельному відділенні судна. 2. Головний судовий двигун МАК 12М43С. 3. Форсунка середньообертового судового двигуна МАК 12М43С. 4. Паливний насос високого тиску судового дизеля 12 М43С. 5. Загальний вигляд системи акумуляторного впорскування палива двигунів Caterpillar-МАК. 6. Результати розрахунку двигуна 12М43С фірми Caterpillar-МАК.

6. Консультанти роботи

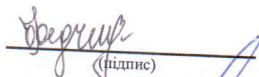
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «11» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

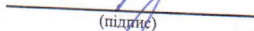
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Прим.
1	Вступ. Підготовка та проробка літературних джерел	18.09.2024	
2	Написання першого розділу	02.10.2024	
3	Написання другого розділу	16.10.2024	
4	Виконання розрахунків та написання третього розділу	30.10.2024	
5	Підготовка і написання розділу охорони праці і безпеки в надзвичайних ситуаціях	06.11.2024	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі. Оформлення кваліфікаційної роботи	15.11.2024	

Студент


(підпис)

Федченко А.С.

Керівник
роботи


(підпис)

Чабанов І.І.

Анотація

В кваліфікаційній роботі на тему «Модернізація системи подачі дизельного палива головного двигуна МАК 12М43С судна «AIDAprima» з метою підвищення ефективності його експлуатації» було проаналізовано найбільш суттєві конструктивні особливості сучасного суднового двигуна моделі МАК 12М43С. На підставі проведеного аналізу розроблено ряд заходів щодо поліпшення умов подачі дизельного (важкого) палива для розглянутого двигуна, а саме: проаналізовано основні тенденції розвитку сучасних дизелів, що використовуються у якості головних; проаналізовано основні тенденції розвитку сучасних систем подачі палива двигунів; виконаний тепловий розрахунок роботи головного суднового дизеля на дизельному паливі з базовою і акумуляторною системою подачі палива. Розроблено комплекс заходів щодо забезпечення безпеки персоналу в надзвичайних ситуаціях.

Результаті розрахунку дозволяють вважати що запропоновані технічні рішення є ефективними і ведуть до покращення показників двигуна. Так, запропонована модернізація системи подачі дизельного палива, що викликана зміною базової системи впорскування двигуна на акумуляторну систему впорскування дозволить повноцінно використовувати судно при здійсненні пасажирських перевезень.

Виконані основні розрахунки з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

Ключові слова: дизельний двигун, шатун, надлишок повітря, розрахунок робочого циклу, індикаторна діаграма, шум, система впорскування.

Abstract

In the qualification work on the topic "Modernization of the diesel fuel supply system of the main engine MAK 12M43C of the vessel "AIDAprima" in order to increase the efficiency of its operation" the most significant design features of the modern marine engine of the MAK 12M43C model were analyzed. Based on the analysis, a number of measures were developed to improve the conditions for supplying diesel (heavy) fuel for the engine under consideration, namely: the main trends in the development of modern diesel engines used as main engines were analyzed; the main trends in the development of modern engine fuel supply systems were analyzed; a thermal calculation of the operation of the main marine diesel engine on diesel fuel with a base and battery fuel supply system was performed. A set of measures was developed to ensure the safety of personnel in emergency situations. The calculation results allow us to assume that the proposed technical solutions are effective and lead to improved engine performance. Thus, the proposed modernization of the diesel fuel supply system, which is caused by changing the basic engine injection system to an accumulator injection system, will allow the vessel to be fully used for passenger transportation.

Basic calculations on labor protection and safety in emergency situations have been performed.

Keywords: diesel engine, connecting rod, excess air, calculation of the duty cycle, indicator diagram, noise, injection system..

ЗМІСТ

ВСТУП	5
--------------	----------

РОЗДІЛ 1. ОБГРУНТУВАННЯ МОЖЛИВОСТІ РОЗРОБКИ КОМПЛЕКСУ ЗАХОДІВ ДЛЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА ГОЛОВНОГО ДВИГУНА МАК 12М43С СУДНА «AIDAPRIMA» В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ	7
1.1 Основні положення в частині перспектив розвитку акумуляторних паливних систем дизелів	7
1.2 Особливості експлуатації суднових систем паливоподачі Common Rail	24
1.3 Аналіз досвіду виробників суднових систем впорскування палива в частині їх експлуатації	28

РОЗДІЛ 2. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА І ЙОГО ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ	37
2.1 Особливості морського судна	37
2.2 Характеристика суднової енергетичної установки	39
2.2.1 Головна енергетична установка	39
2.2.2 Головні двигуни суднових електростанцій на судні	42

РОЗДІЛ 3 ОБГРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ МОДЕРНІЗАЦІЇ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА СУДНОВОГО ДВИГУНА	46
3.1 Практичні передумови і обґрунтування модернізації системи впорскування дизельного палива в умовах експлуатації	46
3.2 Розрахункове обґрунтування застосування нових алгоритмів керування процесом впорскування палива при реалізації їх у акумуляторній системі подачі палива в судновому двигуні	56

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив		Федченко А.С.			Пояснювальна записка	Літ.	Арк.
Перевірів		Чабанов І.І.					3
							96
Н. контр.		Чабанов І.І.				63-ТЕМ _{маг} -23	
Затвердив		Нестеренко В.					

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

77

4.1 Охорона праці

77

4.2 Безпека в надзвичайних ситуаціях

87

ВИСНОВКИ

90

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

91

ДОДАТКИ

96

1. План розташування механізмів у машино-котельному відділенні судна
2. Головний судновий двигун МАК 12М43С
3. Форсунка середньообертового суднового двигуна МАК 12М43С
4. Паливний насос високого тиску суднового дизеля 12 М43С
5. Загальний вигляд системи акумуляторного впорскування палива двигунів Caterpillar-МАК
6. Результати розрахунку двигуна 12М43С фірми Caterpillar-МАК

					<i>ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ</i>	Арк
						4
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

ВСТУП

Сучасні вимоги до транспортних двигунів внутрішнього згоряння в частині їх впливу на екологію і атмосферу навколишнього середовища змушують конструкторів і дослідників шукати методи зменшення кількості викидів шкідливих речовин в умовах експлуатації [1 - 8].

Основними токсичними речовинами, що викидаються сучасними дизелями в процесі роботи є тверді частинки (сажа, оксиди сірки SO_2 , важкі вуглеводні), оксиди азоту (NO_x), монооксид вуглецю (CO), вуглеводні (CH), оксиди сірки. Законодавчо, в даний час, нормуються викиди твердих часток, NO_x , CO , CH , а також димність відпрацьованих газів [1 - 8].

Для суднових дизелів, наприклад, максимально допустимі викиди NO_x регламентуються згідно Marpol Annex VI. Найбільш перспективними способами зменшення шкідливих викидів транспортними дизельними двигунами внутрішнього згоряння є розробки в області удосконалення паливоподаючої апаратури, зокрема використання акумуляторних системи подачі палива, форсунок з електронним / електрогідравлічним керуванням тощо [1 - 8].

Найпопулярнішими паливними системами на даний момент на транспорті є акумуляторні системи впорскування, які почали випускатися з 1997 року і отримали назву «Common Rail». Вказані паливні системи мають цілий ряд переваг у порівнянні зі звичайними (традиційними системами безпосередньої дії) паливними системами: достатньо широка область застосування в різних галузях транспорту і промисловості; застосування паливного насоса високого тиску зі зниженою навантаженістю приводу і меншою віброактивністю; можливість забезпечення для всіх експлуатаційних умов роботи двигуна для всіх циліндрів двигуна однакову оптимальну циклову подачу і тиск впорскування палива; можливість зміни кута випередження впорскування; можливість формування процесу дво- і багатофазного впорскування в камеру згорання суднового двигуна [1 - 8].

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		5

Доцільність підвищення точності управління подачею палива акумуляторної паливної системи обумовлена необхідністю виконання сучасних високих норм токсичності. Це, безумовно, ускладнює робочий процес акумуляторної паливної системи, підвищує вимоги до електрогідравлічних форсунок, точності управління ними та якості їх виготовлення [1 - 8]. У зв'язку з цим є актуальною робота, що спрямована на аналіз впливу конструкції і режиму роботи акумуляторної паливної системи з електрогідравлічними форсунками на процес подачі палива суднового дизеля.

Мета дипломного проекту: розробити комплекс заходів для модернізації системи подачі дизельного палива головного двигуна МАК 12М43С судна «AIDAprima» з метою підвищення його ефективності в умовах експлуатації

Задачі що вирішуються у дипломному проекті:

1. Проведення обґрунтування можливості розробки комплексу заходів для модернізації системи подачі дизельного палива головного двигуна МАК 12М43С судна «AIDAprima» в умовах експлуатації
2. Проведення аналізу загальної характеристики судна і складових його енергетичної установки.
3. Обґрунтування доцільності модернізації, розроблення технічних рішень та розрахункова перевірка їх ефективності експлуатації, визначення шляхів втілення запропонованих рішень.
4. Розробка заходів з техніки безпеки при виконанні робіт та безпеки судна.

Об'єкт дослідження - головний судновий двигун - дизель Caterpillar-МАК 12М43С судна «AIDAprima» в процесі модернізації системи подачі дизельного палива для покращення ефективних показників його роботи.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		6

РОЗДІЛ 1

ОБГРУНТУВАННЯ МОЖЛИВОСТІ РОЗРОБКИ КОМПЛЕКСУ ЗАХОДІВ ДЛЯ МОДЕРНІЗАЦІЇ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА ГОЛОВНОГО ДВИГУНА МАК 12М43С СУДНА «AIDAPRIMA» В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

1.1 Основні положення в частині перспектив розвитку аккумуляторних паливних систем дизелів

У 1997 році компанія Bosch почала здійснювати випуск аккумуляторних паливних систем (АПС) типу Common Rail (CR) для дизелів транспортних засобів. Ще раніше вони створювалися як дослідні паливні системи для використання у тепловозних дизелях [1].

У порівнянні з АТС імпульсної дії CR мають такі переваги [1-8]:

- легкість управління тиском впорскування в залежності від будь-якого числа діючих факторів;
- великі можливості управління характеристикою впорскування, особливо стосовно до багаторазового впорскування;
- простота компонування;
- менша віброактивність ПНВТ і навантаженість його приводу;

У порівнянні з АПС імпульсної дії CR мають також і недоліки:

- відсутність вітчизняних постачальників серійної продукції і недостатня технологічна підготовленість до початку виробництва;
- необхідність підтримки постійного високого тиску палива в аккумуляторі і електрогідравлічній форсунки (ЕГФ);
- збільшені втрати потужності на привід ПНВТ через витрати на управління;
- недостатній досвід створення АПС типу CR, множинність можливих конструкцій і обов'язковість ретельної оптимізації [1-6].

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
						7
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Управління АТС ведеться за допомогою електрокерованого клапана, розташованого в ЕГФ [7]. У ній енергетичний потенціал палива, стисненого в акумуляторі, порівнюємо з енергією одиничного упорскування. Як пристрій, що підвищує тиск в такому акумуляторі, застосовується ПНВТ [1-8]. Фактично така система є результатом синтезу насосних секцій з механічним приводом плунжера, акумулятора і електрокерованих форсунок [7].

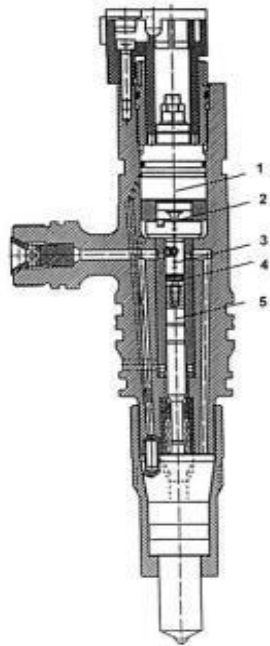
У простій реалізації АТС імпульсної дії керуючий клапан може бути перенесений з ПНВТ в форсунку. Це можливо, але, як показує розрахунковий аналіз, не дає істотних переваг у показниках подачі, і ускладнює конструювання АТС [1-8]. В [7] представлена АТС імпульсної дії для середньооборотного дизеля, що поєднує в собі ознаки ПНВТ систем безпосереднього дії і електрогідравлічної (електрокерованої) форсунки, схожою із застосовуваними в АТС [1-8].

В основі форсунки CR фірми L'Orang для дизеля MTU (рис. 1.1) лежать технічні рішення аналогічні форсунки, що належить фірмі Bosch [1-8].

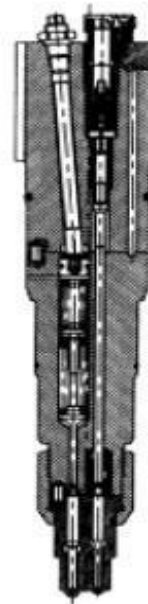
Проміжний клапан необхіден для того, щоб зменшити витрати, що необхідні на управління, збільшення швидкості голки форсунки [1-8].

Достатньо цікаві роботи фірми Елоранж щодо створення ПНВТ [1-8]. На рис. 1.2 представлений розріз ПНВТ. Управління продуктивністю ПНВТ здійснювалось дроселюванням на всмоктуванні. Підвищена продуктивність забезпечувалася застосуванням в ПНВТ восьми секцій (а витрата 10 л / хв забезпечувалась ПНВТ з 4 секціями) [1-12]. У конструкцію ПНВТ було закладено кілька вдалих технічних рішень (рис. 1.2) [10]. Проміжна плаваюча втулка 2 ексцентрика здійснює плоский рух, одночасно незначно обертається. У цьому випадку, на відміну від популярних ПНВТ транспортного призначення, втулка забезпечує обкатування плоского штовхача, а не ковзання по ньому. Це дозволяє значно збільшити навантаження в приводі плунжера [10, 12]. Ексцентрик має більшу працездатність за контактними номерами тискам на відміну від кулачка. Мастило в ексцентрікованому валі збільшує несучу здатність підшипників ковзання [12].

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		8



а)



б)

Рисунок 1.1 - ЕГФ фірми L'Orange для однотопального дизеля MTU (а) і двохпального суднового дизеля (б) [1-12]: 1 електромагнітний привід; 2 - пілотний клапан; 3 - керуючий додатковий золотник; 4 - проміжний клапан; 5 мультиплікатор замикання

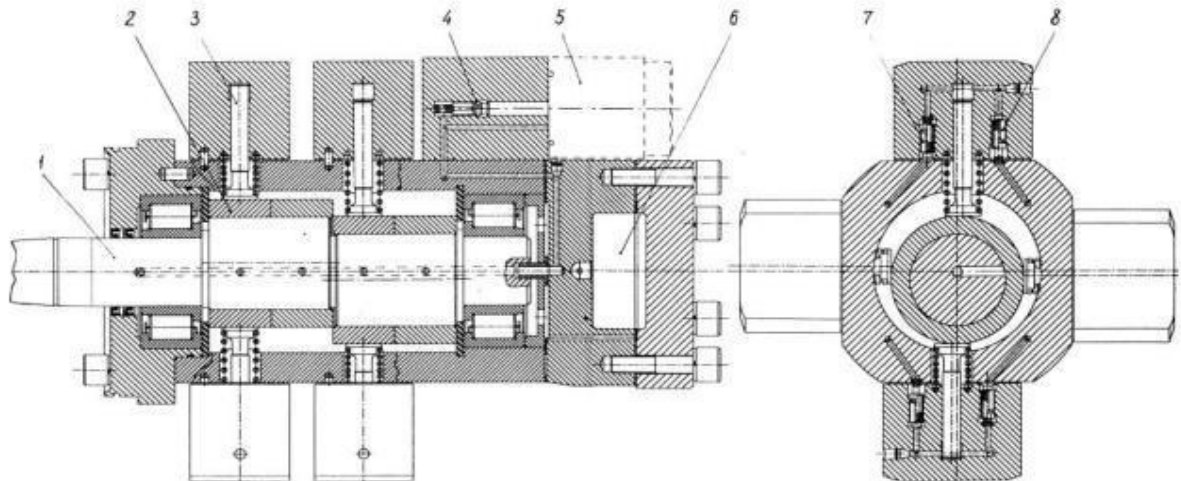


Рисунок 1.2 - Переріз ПНВТ CR L'Orange для дизеля MTU / DDC 20V4000 LH з діаметром циліндра 320 мм з двома каналами незалежної подачі двох видів палив [1-12]: 1 - ексцентриковий вал; 2 - поворотна втулка; 3 плунжер; 4 - клапан регулювання продуктивності; 5 - електромагніт клапана регулювання; 6 - акумулятор; 7 - впускний клапан; 8- выпускний клапан

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ

Арк

9

Представляють певний інтерес дослідження АПС типу CR з електрогідравлічними форсунками (ЕГФ) фірми Bosch CRI2.2 і CRI2.6 [1-13].

Основними конструктивними особливостями ЕГФ CRI2.2 є: електромагнітний привід керуючого клапана, мультиплікатор тиску, а також можливість дроселювання жиклера верхнім торцем поршня при підйомі голки. При цьому відмінна риса ЕГФ CRI2.6 полягає в ЕГФ акумуляторі, вбудованому в корпус, у відсутності бокового каналу підведення палива до розпилювача, сили від тиску на закритий клапан палива [1-15].

Слід зазначити перспективи багатопаливних АПС [1-15]. На даний момент є кілька типів ЕГФ, здатних змішувати і подавати сумішне паливо в камеру згоряння (КС). Такі АПС характеризуються наявністю двох паливних баків для зберігання дизельного палива (ДТ) і альтернативного палива відповідно двох паливопідкачуючих насосів, двох ПНВТ, двох паливних акумуляторів з тиском до 300 МПа, а також паливопроводів високого тиску [1-15].

Також існують запатентовані розробки перспективних розпилювачів, які забезпечують підвищення технологічності ЕГФ через зниження кількості деталей, що забезпечують посадку голки розпилювача на її сідло із заданою швидкістю [1-15].

Підвищення тиску впорскування.

Динаміка збільшення максимального тиску впорскування палива в дизельних АПС, що випускаються серійно, через поетапне посилення вимог, що обмежують токсичність відпрацьованих газів (ВГ) дизелів, відображена діаграмою на рис. 1.3 [1-26].

Питання доцільності серійного виробництва дизельних АПС з підвищеним тиском впорскування вже тривалий час залишається актуальним. Його відсутність є причиною відставання в даному напрямку від провідних іноземних виробників дизелів [1-26].

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		10

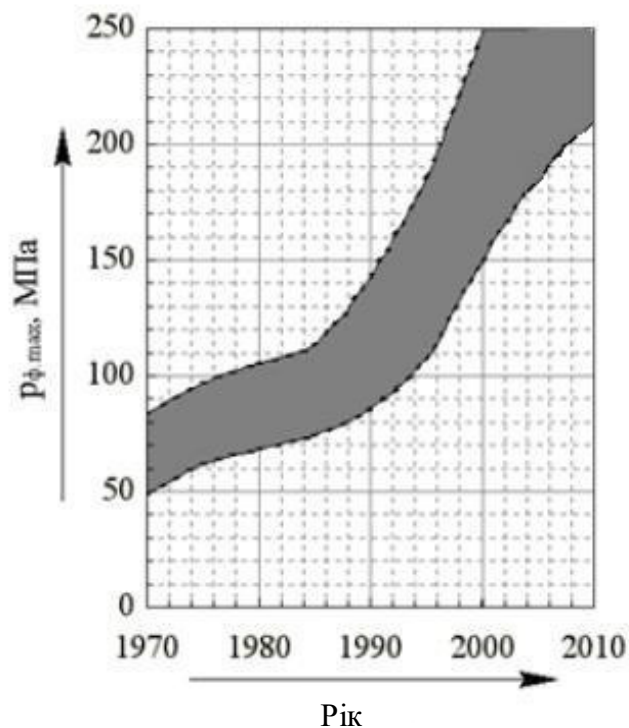


Рисунок 1.3 - Максимальний рівень тиску впорскування палива в дизелях, розроблених за міжнародними стандартами, що обмежують норми токсичності ВГ [15]

До числа відносно нових вимог до АПС можна віднести необхідність формування оптимальної характеристики впорскування. Якщо раніше наголошувалося на важливості цього завдання, то тепер обговорюються кількісні характеристики питання, включаючи параметри дворазового і багаторазового впорскування. Зміна ставлення до цього викликана як жорсткістю вимог з міркувань екології, так і появою реальних можливостей формування характеристик впорскування [1-15].

Функція дизельних АПС традиційних типів - визначення необхідного обсягу палива для подачі в цикл. Однак для перспективних зменшують токсичність ВГ дизельних АПС на підставі вимог, які притаманні більш суворим стандартам, питання, пов'язані зі способом подачі даного палива, залишаються відкритими [1-15].

Вже робилися спроби організації двофазової подачі. Багато серійних сучасних дизельних АПС мають таку можливість (рис. 1.4). В даний час

серійно випускаються АПС з багаторазовим впорскуванням [1-15].

Від параметрів попереднього впорскування залежить весь робочий процес дизеля. Діючі фактори: обсяг попередньої подачі, тривалість інтервалу між нею і подальшою (основною) подачі палива [1-16].

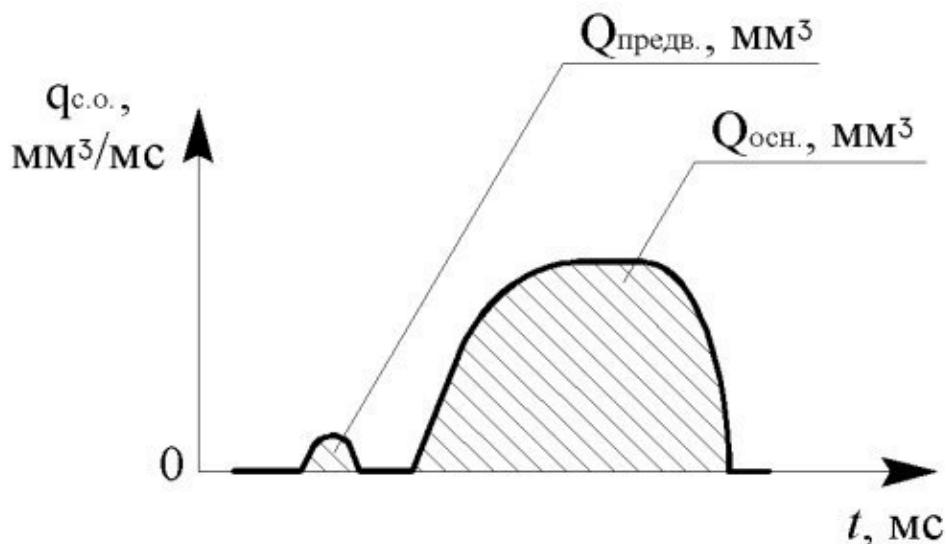


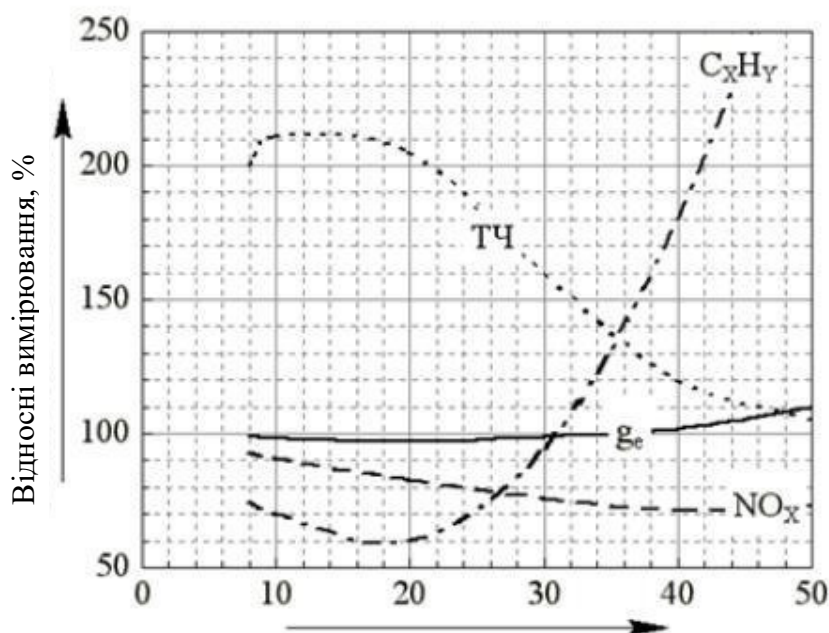
Рисунок 1.4 - Дворазова характеристика впорскування палива [1-16]

Робочий процес залежить від попереднього впорскування мінімального обсягу палива з тієї причини, що в циліндрі, перед тим як відбудеться подача (основна) подальшої порції палива, відбуваються різні предпламені хімічні реакції (в тому числі якщо відсутнє видиме згоряння). Їх результат полягає у формуванні нестабільних продуктів часткового окислення палива (альдегіди, гідроперекиси тощо), розташовані в центрі КС близько носка розпилювача. Якщо основна частина палива потрапить в це хімічно активне середовище, то швидкість її займання буде значно вище, ніж в процесі, де відсутнє попереднє впорскування [1-17].

Відмінності робочих процесів без попереднього впорскування і з ним: швидкість реакції видимого згоряння в циліндрі в умовах відсутності попередньої подачі нижче [1-17]. Істотна частина циклової подачі палива розподіляється за обсягом КС, запалюється відразу в декількох місцях. У цьому випадку тривалість реакції початкової фази робочого процесу (тобто

«швидке» згоряння) практично не залежить від характеристики впорскування. В основному вона характеризується високою швидкістю [1-18].

За результатами робіт вітчизняних і закордонних дослідників стає очевидним, що якщо на кожному режимі підібрати оптимальні параметри попереднього впорскування, скорочується рівень вмісту токсичних речовин (в основному NO_x і незначно C_xH_y) у відпрацьованих газах, питома ефективна витрата палива g_e (рис. 1.5) і рівень шуму дизеля при цьому своїх властивостей не втрачає [1-18].



Інтервал між попередньою і основною подачами, °ПКВ
100% - базовий робочий процес без попереднього впорскування

Рисунок 1.5 - Вплив тимчасової затримки між попередньою і наступною подачами палива на екологічні показники дизеля [18]

Від часу, що витрачається на займання з урахуванням попереднього впорскування, залежить рівномірність надходження в циліндр палива в ході виділення тепла в фазі «швидкого» згоряння [1-18]. Часовий фактор - відрізок часу, починаючи з попередньої подачі і закінчуючи основною (черговий). Він визначає рівень окислення попередньо поданого палива, тобто рівень хімічної активності середовища [1-18].

Ступеневе впорскування палива (рис. 1.6) за своїм впливом на робочий процес дизеля схоже з дворазовим [1-18].

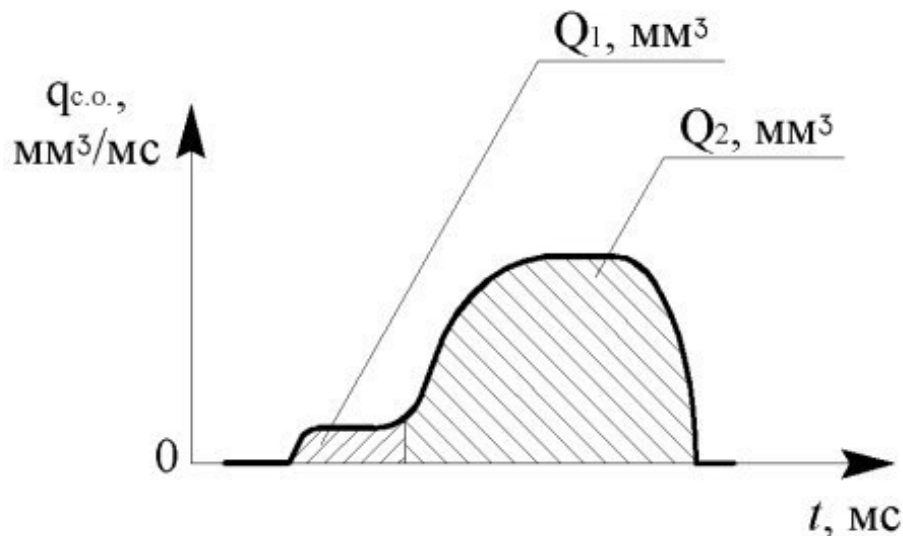


Рисунок 1.6 - Ступенева форма характеристики впорскування палива [8-18]

В результаті впорскування палива в початковій стадії процесу подачі з надмалою інтенсивністю, швидше за все, не почнеться процес видимого згоряння, однак затримка займання подальшої (основний) порції палива Q_2 (рис. 1.6) зменшиться, знизяться викиди NO_x дизеля (за умови оптимальних регулювань) без погіршення інших його показників [1-18].

Якщо говорити про наступне підвищення ефективності управління за допомогою форми характеристики впорскування, то потенціал цього напрямку повністю ще не вичерпаний [16]. Для прикладу можна навести складні форми характеристики впорскування. Можливий варіант таких характеристик зазначений на рис. 1.7 [1-18].

Конструктивна реалізація АПС, яка дозволяє стабільно (від циклу до циклу) формувати складні характеристики впорскування, подібні представленим на рис. 1.7, в даний час представляє відомі труднощі. Проте, в поле робочих режимів прагнуть управляти характеристикою впорскування [1-18]. Найбільших успіхів ще 10 років тому в цьому відношенні досягли в автомобільній техніці. Зазвичай такий процес в зарубіжній літературі

називають "стратегією управління" впорскуванням [9-18]. На рис. 1.8 наведені такі приклади.

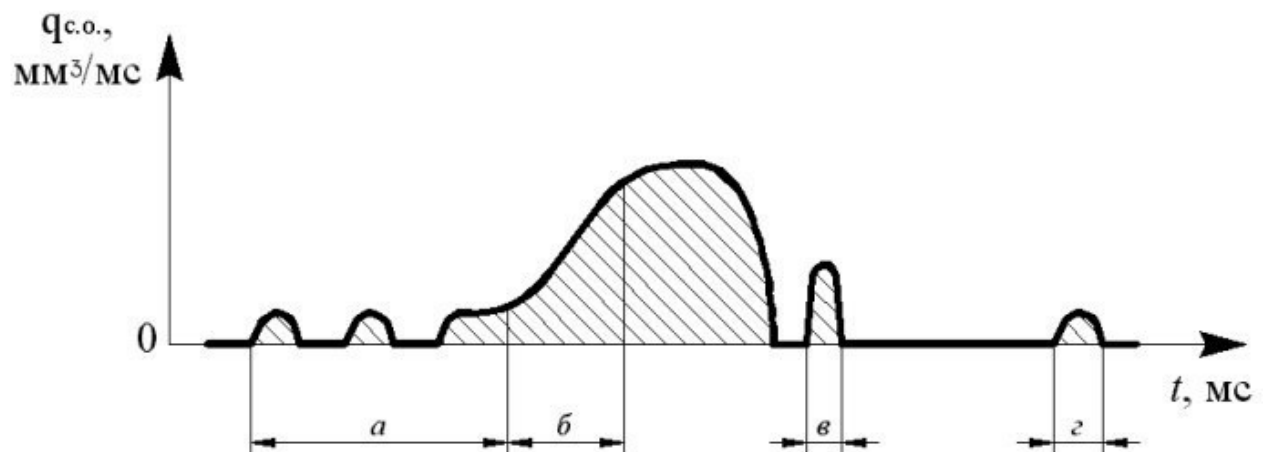


Рисунок 1.7 - Багаторазове впорскування і його функціональність [1-18]:
 а - попереднє впорскування надмалих обсягів палива з метою зниження тривалості затримки запалення основний подачі (1-гучність, 2-оксиди азоту);
 б - плавне збільшення швидкості впорскування основного обсягу палива з метою зниження викидів NO_x (обмеження P2); в - коротке інтенсивне наступне впорскування при завершенні робочого виробництва в окислювальному нейтралізаторі, при якому збільшується інтенсивність окислення продуктів неповного згоряння палива; г - пізніше впорскування (на такті випуску) для нейтралізатора DeNO_x в періодичному відновленні оксидів азоту

В даний час екологічні вимоги змушують почати організовувати подібні стратегії управління та в середньооборотних дизелях. Якщо для середніх навантажень запальний порція знижує вміст у ВГ окислів азоту, то на високих навантаженнях для такого двухфазного процесу немає часу, але пост-впорскування служить для нагріву ВГ і для доокислення сажі і CH_x [1-18].

Прогнозування розвитку акумуляторних паливних систем

Представляють інтерес в плані прогнозування розвитку розробки АПС, зокрема АПС типу CR. Ці роботи виконані в Мюнхенському технічному університеті на одноциліндровому відсіку. Результати робіт: наддув - 1 МПа, максимальний тиск в акумуляторі - 300 МПа, мінімальний тиск в циліндрі - 30 МПа, рециркуляція - 50% [1-19].

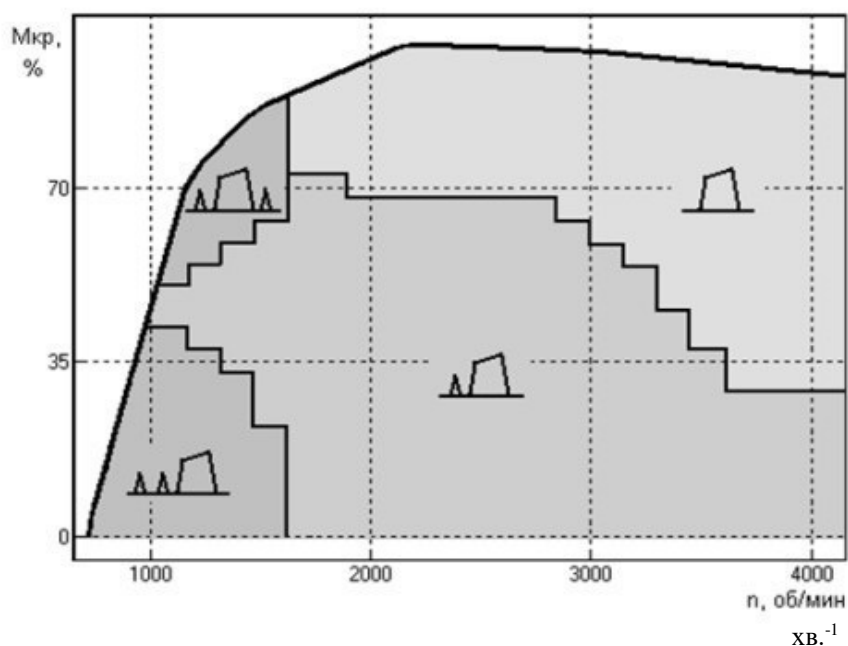


Рисунок 1.8 - Стратегія управління характеристиками впорскування високооборотних дизелів [4, 5]

При тиску 360 МПа регулювався редукційний клапан, але до цього значення ситуація не доходила. Реальним обмеженням інтенсифікації впорскування став перегрів сідла регулюючого клапана. Акумулятор спеціально посилювався (рис. 1.9) [1-20].

В якості ПНВТ і в основі форсунок були застосовані компоненти від транспортного засобу. Акумулятор був побудований на базі конструкції Bosch, яка була посилена. Форсунки CRIN 3 – посилені від фірми Бош (їх штатний тиск 180 МПа). Всі трубопроводи - високонапорні, від техніки для різання водою. Вони витримували тиск до 400 Мпа; при меншому наддуванні, але високого ступеня рециркуляції (більше 40 %) вміст часток у ВГ не вдавалося знизити навіть високими тисками $p_{впр}$, хоча їх абсолютний рівень прийнятний [1-19].

За цією роботою зроблені наступні висновки [1-20]:

- згладжування країв і конфузорність збільшує витратні характеристики, швидкість витікання, розпилювання палива;
- при надвисоких тисках вплив діаметра вище, ніж радіуса заокруглення і конфузорно;



Рисунок 1.9 - Посилений акумулятор CR експериментального відсіку [1-19]

- норми Euro 6 вимагають великої рециркуляції для зниження NOx, високого наддуву для збереження надлишку повітря. У цих умовах надвисокі $P_{впр}$ і профілювання сопел забезпечують і прийнятні викиди часток [1-8];
- норми Euro 6 досяжні в поєднанні із заходами по дизелю, з будь-якими способами нейтралізації ВГ [1-19].

Стосовно до проектування АПС слід зазначити, що необхідно готуватися до подальшого підвищення тиску впорскування, поєднуючи це з обов'язковою оптимізацією робочого процесу [1-19]. Питання про оптимальне профілювання соплових отворів ще занадто мало досліджено [20].

Другий в Європі за обсягом випуску виробник АПС для високотехнологічних двигунів - корпорація Delfhi (Lucas) - також підготувала АС типу CR: модель F2r – рис. 1.10 [1-19].



Рисунок 1.10 - ТПА CR фірми Delfhi (F2r)

За твердженням фірми Delfhi система F2r завдяки вкрай високому тиску палива (до 300 МПа) здатна без застосування засобів очищення ВГ, забезпечити виконання дизелями найжорсткіших екологічних норм, які готуються до введення в найближчому майбутньому [1-19]. Світові екологічні норми представлені в табл. 1 [1-19].

Система має бортову діагностику і динамічну коригування роботи програм управління. Робочий тиск впорскування даної системи складає 240 МПа з можливими піками до 300 МПа. Запобіжний клапан налаштований на тиск в 310 МПа [1-20].

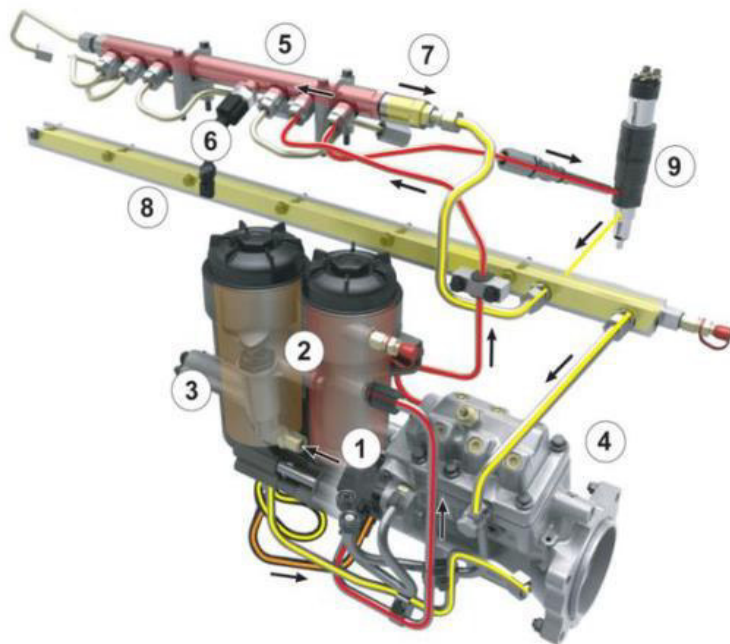


Рисунок 1.11 - АПС типу CR моделі XPI [1-19]: 1 – підкачуючий насос; 2 - фільтри; 3 - вхідний регулюючий клапан; 4 - ПНВТ; 5 - акумулятор; 6 - датчик тиску; 7 - аварійний обмежувач подачі; 8 - допоміжний акумулятор; 9 - форсунка

Таблиця 1.1 - Екологічні норми щодо викидів шкідливих речовин

Європейські нормативи:	Euro 6
Нормативи США:	Post - US 10
Нормативи Японії:	Post - Japan NLTR
Міжнародні норми:	Tier IV

Форсунка має вісім розпилюючих отворів і виконана за класичною схемою (рис. 1.12). В форсунках застосовується електромагнітний привід і навіть керуючий клапан залишився кульковим, тобто гідравлічно нерозвантаженим [1-19].

Відоме нове покоління форсунок з використанням п'єзоелектричного приводу, але на даний момент, судячи з вивченим джерел, подробиці є конфіденційними. Відомо лише, що нові форсунки будуть базуватися на системі XPI із заміною електромагнітного приводу на п'єзоелектричний [1-19].



Рисунок 1.12 - Електрогідравлічна форсунка CR XPI [1-19]

Застосування п'єзоелектричного приводу дозволяє зменшити час спрацьовування до $\sim 0,1$ мс, що значно менше, ніж типові значення систем з електромагнітним приводом і ХРІ, зокрема. Також п'єзоелектричний привод дозволяє підвищити точність, що благотворно позначається на досягненні поставлених цілей у вигляді точного дозування палива, що впорскується для зниження витрати палива і викидів шкідливих речовин [1-19].

Перехід до системи ХРІ дозволив використовувати багаторазове впорскування (до 3 порцій за цикл) і в цілому точніше дозувати подачу палива. Система ХРІ дозволила реалізувати обмеження, передбачені нормативом Tier 4 Interim (що приблизно можна зіставляти з європейськими нормами Euro 5 або для іншого призначення дизелів - Stage IIb), без подальшої обробки ВГ, тобто відмовитися від уприскування сечовини, що позитивно позначається на вартості експлуатації двигуна [1-19].

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		20

Використання тисків впорскування до 300 МПа, на думку фірми-виробника, в комплексі з глибокою рециркуляцією ВГ, фільтром частинок, уприскуванням сечовини дозволить досягти значень ВВ, передбачених перспективними нормами Tier 4 - Final, що приблизно еквівалентно європейського рівня Euro 6, Stage IV [1-19].

За рахунок високого тиску впорскування також забезпечується зниження викидів CO₂ і витрати палива [1-19].

У порівнянні з нормами попереднього рівня нові екологічні вимоги Euro 6, які вступили в силу в Європейському Союзі з 1 вересня 2015 року, передбачають зменшення NO_x в п'ять разів - з 2,0 до 0,4 г / кВт·г (рис. 1.13). Кількість частинок, що викидаються, має зменшитися в два рази - з 0,02 до 0,01 г / кВт·г [1-19].

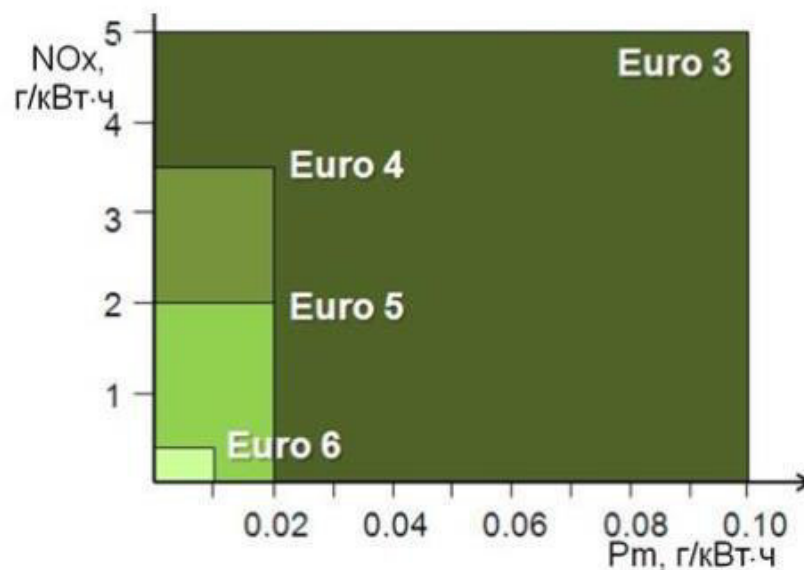


Рисунок 1.13 - Динаміка зниження викидів і поле Euro 6, в якому забезпечено роботу дизеля DC13 110 480 Euro 6 з ТПА CR XPI [1-19]

Забезпечення цих норм реалізується фахівцями за рахунок електронного управління всім комплексом заходів: рециркуляції відпрацьованих газів (EGR), змінна геометрія лопаток турбіни нагнітача надувочного повітря (VGT), система впорскування палива CR високого тиску (XPI), дизельний окислювальний каталізатор (DOC), фільтр частинок (DPF) і система

селективного очищення (SCR). У комплексі заходів також вдосконалення трансмісії, всього транспортного засобу в цілому [1-19].

Унікальна паливна система високого тиску ХРІ, поряд з іншими рішеннями, зокрема новою системою наддуву, дозволила, нарешті, реалізувати концепцію "двигуна постійної потужності": крутний момент досягає максимуму майже відразу ж по частоті обертання валу дизеля і потім, зберігаючи обмеження максимального тиску в циліндрі 20 МПа, він знижується в напрямку номіналу [1-19].

Дослідження умов сумішоутворення при високому тиску

Оскільки відомостей про фізичні властивості палив, поведінці їх при розпилюванні, запаленні, результати випробувань дослідних дизелів в умовах подачі і впорскування палива при тисках 200 ... 300 МПа поки ще занадто мало, вони викликають підвищений інтерес [1-19].

В роботі [12] викладаються результати вивчення розпилювання палив при тисках до 300 МПа. На рис. 1.14 представлені картини поширення розпорошених струменів в бомбі з протитиском 5 МПа при використанні двох характерних геометрій сопел (розпилювач №1 і розпилювач №2).

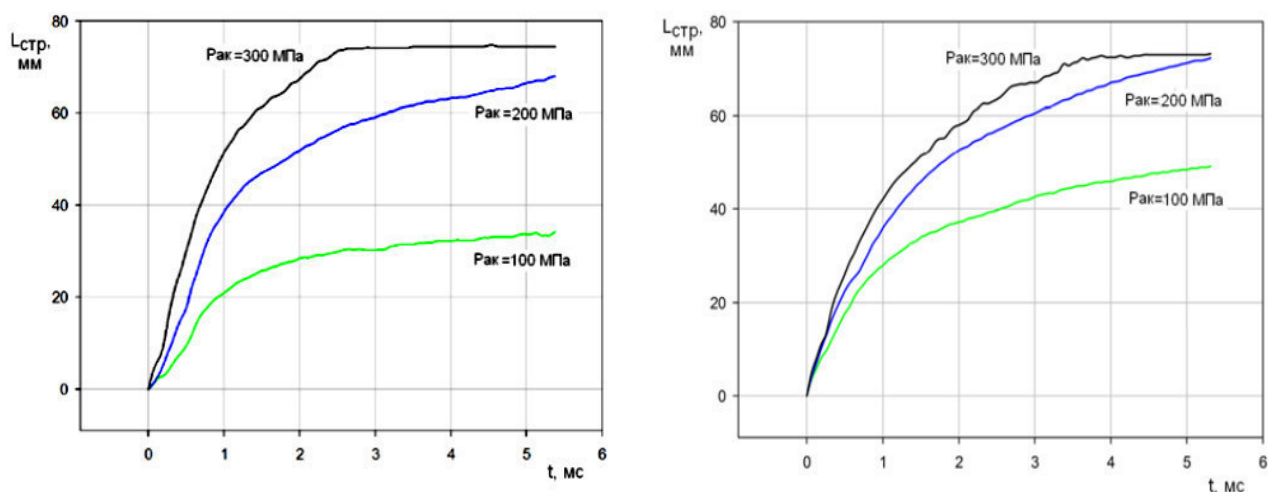


Рисунок 1.14 - Довжина паливної струменя з розпилювача №1 і №2 (відповідно) в функції часу при різних тисках впорскування; протитиск – 5 МПа [1-19]

Можна бачити очікуваний ефект: чим вище тиск, тим швидше поширюється струмінь. Однак на рис. 1.14 (1) бачимо, що при $p_{ак} = 300$ МПа спостерігається перегин кривої, далі фронт струменя з часом не рухається, що обумовлено неможливістю подальшого руху струменя. Сталося це тому, що відразу ж швидкість руху струменя була високою, і вона швидко досягла стінки камери [12-16].

У всіх сопел розпилювачів впливу тиск і фактора часу проявляється по-різному. Зокрема, у деяких сопел далекобійність струменя з ростом тиску вище 200 МПа сповільнюється (як на рис. 1.14 (2)), а у деяких, навпаки, зростає. Тому немає підстав говорити, що підвищення тиску впорскування вище 200 МПа (або будь-якого іншого значення) мало змінює ситуацію [12].

Зазначені особливості поширення розпорошених струменів сопел двох різних розпилювачів пояснюють результати, отримані на дизелі [1-19].

З рис. 1.15 видно, що при підвищенні тиску вище 270 МПа розпилювач не покращує показники викидів частинок, як очікується, а різко погіршує [1-19].

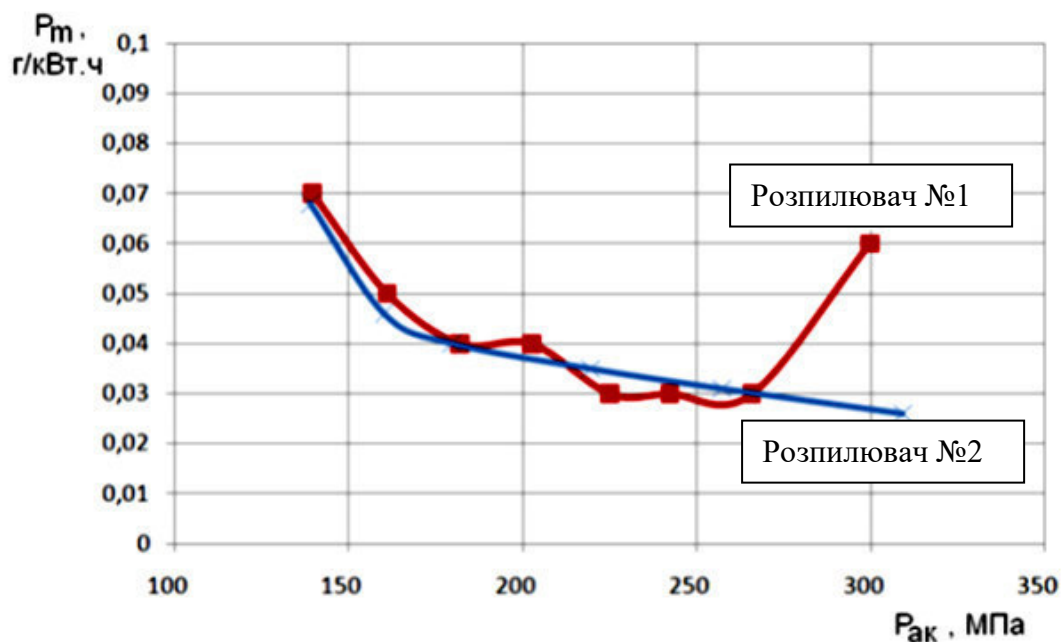


Рисунок 1.15 - Викиди частинок з ВГ в функції тиску в акумуляторі при використанні різних розпилювачів; $n = 1200$ хв⁻¹, $p_e = 1,45$ МПа, викиди NO_x відповідають нормам Euro 6 [1-19]

Відомо, що швидкість випаровування палива зменшується і якість розпилювання різко погіршується при взаємодії фронту струменя зі стінками камери згоряння. Проведений вище аналіз результатів по вивченню розпилювання в бомбі показує, що так воно і відбувається при використанні розпилювача №1 з тисками вище 270 МПа [1-19].

1.2 Особливості експлуатації суднових систем паливоподачі Common Rail

Розвиток двигунобудування обумовлений суттєвим посиленням екологічних норм і вимог економічності, що пред'являються до суднових двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) [20-21]. Ці вимоги вступають в істотне протиріччя один з одним, що призводить до спонукань дослідників і конструкторів щодо пошуку оптимальних рішень при накладанні істотних обмежень. Свідченням цієї тенденції є не тільки подальше посилення стандартів викидів шкідливих речовин в усьому світі, але і створення зон екологічної безпеки, імплементація яких забезпечується перш за все досягненням повного згоряння, що, в свою чергу, забезпечує низький вміст шкідливих речовин у викидах, економічність і довговічність конструкцій [20-21].

Дотримання існуючих і майбутніх норм викидів з найкращим можливим витратою палива стає все більш важливим фактором успіху суднових ДВС. Особлива увага приділяється роботі з низьким навантаженням на малих частотах обертання. Традиційний впорскування палива в цьому випадку є недостатнім для досягнення необхідного результату, оскільки процес упорскування, контрольований розподільним валом, пов'язаний з частотою обертання двигуна. Таким чином, можливості для забезпечення незалежного від навантаження підходу до процесу згоряння дуже обмежені [20-21].

Проблеми в розвитку конструкцій і досягненні високих техніко-економічних показників сучасних дизельних енергетичних установок (ДЕУ)

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		24

вирішуються за допомогою системи електронного управління [22-23] що відбуваються в них. Процес подачі палива поряд з газорозподілом найбільшою мірою визначає ефективність роботи дизельного двигуна, фіксуючи характер протікання тепловиділення в циліндрі двигуна і тим самим ефективність його роботи. Можливості управління цими процесами розширюються завдяки інтеграції інтелектуальних мікропроцесорних систем управління та акумуляторних систем подачі палива Common Railдвигунів (CRDI). Їх можливості, крім точного формування законів управління при періодичних процесах, дозволяють застосувати адаптацію (самонастройку) систем до випадкових впливів, забезпечити їх самодіагностикою, забезпечивши елементами FMEA -Failure Mode and Effects Analysis- елементами аналізу видів відмов і їх наслідків [1-40].

Сучасна система включає наступні пристрої: первинні датчики (тиску, температури, витрати, положення колінчастого і розподільного валів, частоти і обертання, контролю екологічних параметрів), електронний блок управління (ЕБУ), електронно-керовані форсунки, акумулятор тиску палива (паливна рампа), клапани, насоси тощо [1-40].

Суднові ДЕУ в значній мірі засвоюють досвід берегових установок з системами CRDI. Фірма «Robert Bosch GmbH»з урахуванням досвіду створення, виробництва і експлуатації CRDI для двигунів автотранспортного призначення розробила і впровадила ціле сімейство систем CRDI для судових дизелів з циліндричної потужністю до 350 кВт [25-26]. Данні системи володіють наступними перевагами, завдяки яким вони займаються заслуженим місцем на ринку цієї продукції [1-40].

По-перше, що розглядаються системи подачі палива дозволяють вирішити поставлені перед об'єктами управління наступними перевагами, завдяки яким вони займають заслужене місце на ринку цієї продукції. завдання шляхом формування необхідного для конкретних умов і режиму роботи двигуна закон подачі палива, в тому числі за рахунок поділу функцій створення тиску і часу уприскування [1-40].

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
						25
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

По-друге, застосування в паливній форсунці швидкодіючого паливного клапана з гідравлічною розвантаженням дозволяє виробляти дискретний (дробовий) впорскування палива [26 - 28] поділом подачі палива в одному циклі паливної форсунки на кілька вприсков наступним чином [1-40]:

- за рахунок попереднього уприскування з можливістю реалізації практично будь-якого фактора динамічності циклу;
- за рахунок керованого дроблення основної порції палива, тобто необхідних співвідношень порцій палива, що виділяють тепло в процесі кінетичного і дифузійного згоряння.

Як приклад на рис. 1.16 представлена реальна осцилограма сигналу датчика положення колінчастого валу і керуючого сигналу відкриття форсунки на режимі мінімальних навантажень високооборотного малорозмірного дизельного двигуна «Мітсубісі». З наведеної осцилограми слід, що закон подачі палива високооборотного малорозмірного двигуна для режиму, близького до холостого ходу, формується трьома імпульсами керуючого сигналу форсунки [1-40].

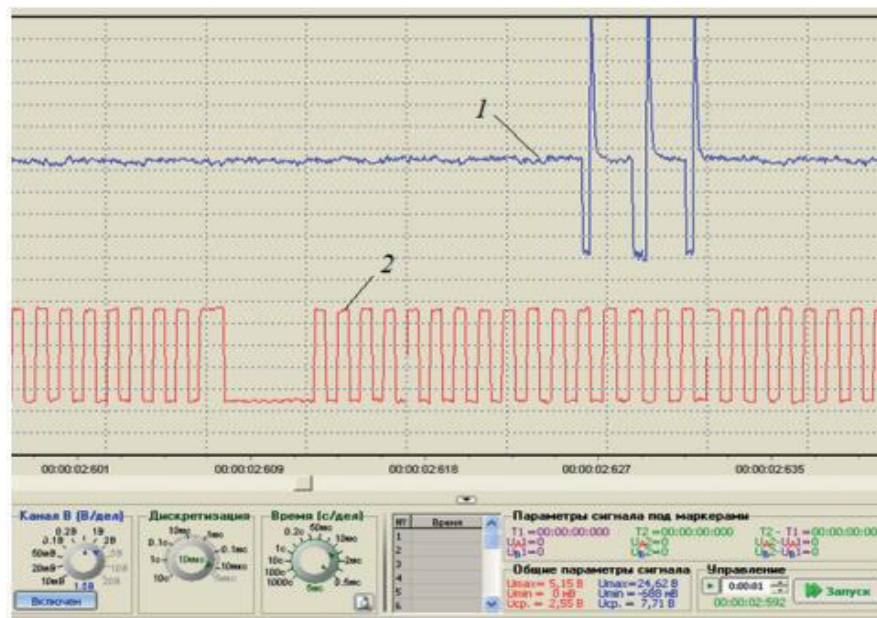


Рисунок 1.16 - Осцилограма сигналу датчика положення колінчастого валу і керуючого сигналу відкриття форсунки на режимі мінімальних навантажень [29]: 1 - керуючий сигнал форсунки; 2 - сигнал датчика положення колінчастого валу

В результаті вирішується така важлива задача, як вирівнювання вимірних прискорень обертання колінчастого вала двигуна, що виникають від набігаючого крутного моменту кожного циліндра за рахунок коригування циклової подачі. Таким чином, забезпечується рівномірність розподілу навантаження по циліндрах двигуна на всіх режимах роботи двигуна і рівномірність обертання колінчастого вала [29].

По-третє, використання датчиків, що встановлюються в системі випуску відпрацьованих газів для аналізу їх складу, дає можливість забезпечення необхідних на даному етапі екологічних характеристик двигуна за рахунок ефективного впливу на перебіг внутріциліндрових процесів і використання спеціальних пристроїв очищення в системі випуску [1-40].

По-четверте, ЕБУ має можливість самодіагностики системи, спрямованої на попередження можливих відмов в експлуатації, оповіщення оператора і вжиття заходів щодо обмеження наслідків аварії (Slow Down) [29].

Нарешті, алгоритм управління системою CRDI дозволяє дотримуватися основний принцип алгоритмів створення у вигляді можливості розвитку шляхом переналаштування режимів роботи установки і коригування програмного забезпечення ЕБУ. Експлуатація обладнання *Common Rail* є найсуворішим видом контролю правильності зусиль науковців, конструкторів, виробників і самих користувачів. При цьому виявлено ряд наступних недоліків у використанні CRDI саме в судновій практиці: висока вартість комплектуючих елементів системи, ремонту та обслуговування; обмежені ресурсні показники; необхідність періодичного обслуговування системи висококваліфікованим персоналом, який виконує як механічне обслуговування, так і розпізнавання помилок і параметрів роботи електронних елементів системи; висока вимогливість системи до використовуюваного палива в плані паливopідготовки, його фізико-хімічних характеристик, особливо до цетанове число; діагностування та ремонт вимагають не тільки втручання спеціально підготовленого

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		27

висококваліфікованого персоналу, а й наявності досить специфічного і дорогого устаткування і програмного забезпечення [1-40].

1.3 Аналіз досвіду виробників суднових систем впорскування палива в частині їх експлуатації

У ряді випадків існуючий експлуатаційний досвід викликає необхідність крім подетального підходу до доведення конструкції будь-якої системи розглянути можливості самої системи з точки зору її ефективності, надійності і схильності подальшої модернізації [1-40].

Звернемося до досвіду фірми MAN Diesel & Turbo [21 - 28] і оцінимо її кроки щодо вдосконалення архітектури системи CRDI, яка спроектована для роботи на важкому паливі HFO. На додаток до високої в'язкості це паливо також зазвичай має високий вміст абразивних частинок і дуже агресивних хімічних компонентів. Система впорскування повинна витримувати ці умови безвідмовним способом, включаючи запуск і останов двигуна під час його роботи на HFO [1-40].

Специфічні умови експлуатації суднових дизелів вступають в корінне протиріччя з концепцією загального акумулятора тиску - паливною рампою, що набула широкого поширення в конструкції системи малорозмірних двигунів, що працюють на легкому дизельному паливі. Протиріччя відносяться як до загальнотеоретичних, конструкційних, технологічних, так і до логістичних аспектів експлуатації системи CRDI на великих суднових ДВЗ. Так, різні види палива, які повинен використовувати двигун, визначають широкий температурний діапазон по паливу: $-25 \dots 150^{\circ} \text{C}$. Це, в свою чергу, викликає істотну відмінність в лінійному тепловому розширенні загальної рампи, створюючи високі термічні напруження в конструкції, які підсумовуються з механічними напруженнями від тиску палива, здатні перевищити межу міцності матеріалу. Одночасно довга рампа конструктивно потребує з'єднаннях з кожним циліндром. У цьому випадку неминуче виникнення і

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		28

розподіл по корпусу додаткових концентраторів напружень, істотно знижують надійність вузла і системи в цілому [1-40].

Вкрай важливим є також той факт, що на відміну від масової програми випуску малорозмірних двигунів транспортного призначення, виробництво типорозмірний рядів великих суднових двигунів зажадає в умовах дрібносерійного виробництва значних затрат на індивідуальну розробку і доведення конструкції загального акумулятора для кожної модифікації двигуна. Тому вартість системи може виявитися невиправдано високою [1-40].

Зростання циліндричної потужності двигунів при великих циклових подачах палива призводить до використання акумулятора великого обсягу. Виникаючі при цьому проблеми і прийняті контрзаходи наближено пропорційні збільшенню внутрішнього діаметра рампи [1-40].

Збереження обсягу акумулятора створює проблеми в досягненні стабільних параметрів упорскування палива по циліндрах, також важко вирішення основного завдання акумуляторної системи, спрямованої на виключення коливань тиску в системі для всіх циліндрів двигуна. Крім того, впровадження акумулятора надмірної довжини неминує перетворить його в об'єкт управління з розподіленими параметрами вже з іншими особливостями процесу упорскування в віддалені від насоса циліндри [1-40].

Виходячи з цього розробники MAN Diesel & Turbo впроваджують концепцію сегментації, розділяючи акумулятор на кілька блоків відповідного обсягу і застосовують, по крайній мере, два насоси високого тиску для шестицилиндрового двигуна. На основі концепції сегментованих рамп, фірмою MAN Diesel & Turbo розроблена модульна система CRDI, що застосовується до декількох типів двигунів [21 - 33] - рис. 1.17. Ще однією перевагою цієї сегментації є підвищена гнучкість при адаптації CRDI системи до різних кількостей циліндрів, що також є цікавим випадком, коли розглядаються модифіковані конструкції двигунів. Наприклад, семіцилиндровий двигун поставляється з чотирма блоками, коли три блоки рамп постачають кожен два циліндра і один циліндр забезпечений індивідуальним блоком рампи. Більш

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		29

компактний дизайн блоків CRDI забезпечує більш ефективне використання доступного простору на двигуні, що зручно для збірки, а також виявляє переваги в зберіганні запасних частин [8].

Приклад сегментування схеми CRDI по модулях дан на рис. 1.18. Щоб гарантувати рівномірну подачу палива, коливання тиску в системі повинні залишатися на дуже низькому рівні. Це досягається за рахунок використання блоків рамп оптимального обсягу, кількох (від двох до чотирьох) насосів високого тиску замість одного насоса, і розподільного вала з високоточним профілем і розташуванням потрійного кулачка для оптимального приводу. Таким чином, забезпечується високий рівномірний обсяг подачі палива по циліндрах при одночасному обмеженні коливання тиску в акумуляторах.

Підтримує необхідний тиск в рампі проводиться клапанами регуляторів тиску шляхом дроселювання потоку палива до насосів високого тиску. При цьому тиск в рампах розраховується за допомогою характеристичної карти в управлінні уприскуванням в залежності від навантаження двигуна [1-40].

На рис. 1.19 показана гідравлічна компоновка уприскування мазуту в CR для двигуна MAN 32 / 44CR. Паливо через електромагнітні дросельні клапана 1 і усмоктувальні клапана 2 надходить до насосів високого тиску 3, які постачають блоки рамп 5 паливом з високим тиском до 1600 бар за допомогою нагнітальних клапанів 4. Блоки рамп 5, які функціонують як акумулятори тиску і обсягу палива, виготовлені з високоміцної труби, закритої торцевими кришками, в які вбудований керуючий клапан 6. Керуючі клапани 7 закріплені на його власнику. З'єднання для труби високого тиску розташовані в радіальному напрямку на тримачі керуючого клапана; ці зв'язки підводять паливо до форсунок 8, а також до наступного блоку рампи. Така конструкція означає, що сама труба блоку не вимагає свердління і тому має високу стійкість до тиску палива [1-40].

Функціональні витоку палива, що виникають в процесі контролю 3/2-ходового клапана скидаються назад в систему низького тиску через зворотний клапан (див. Рис. 1.19). Зворотний клапан 13 (див. Рис. 1.19) також запобігає

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		30

зворотний потік від низького тиску системи в циліндр, наприклад, в разі зависання голки розпилювача. Обмеження тиску клапаном 9, розташованим на клапані 10, захищає систему високого тиску від перевантаження (див. Рис. 1.19) [1-40].

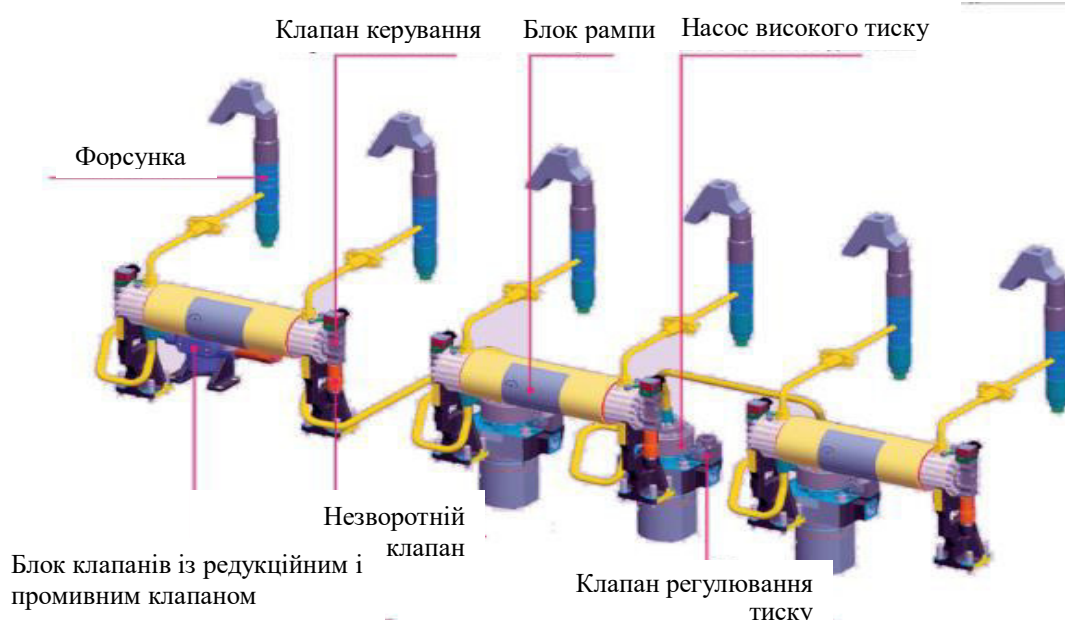


Рисунок 1.17 - Система подачі паливаCRDI двигуна MAN 32/44 CR

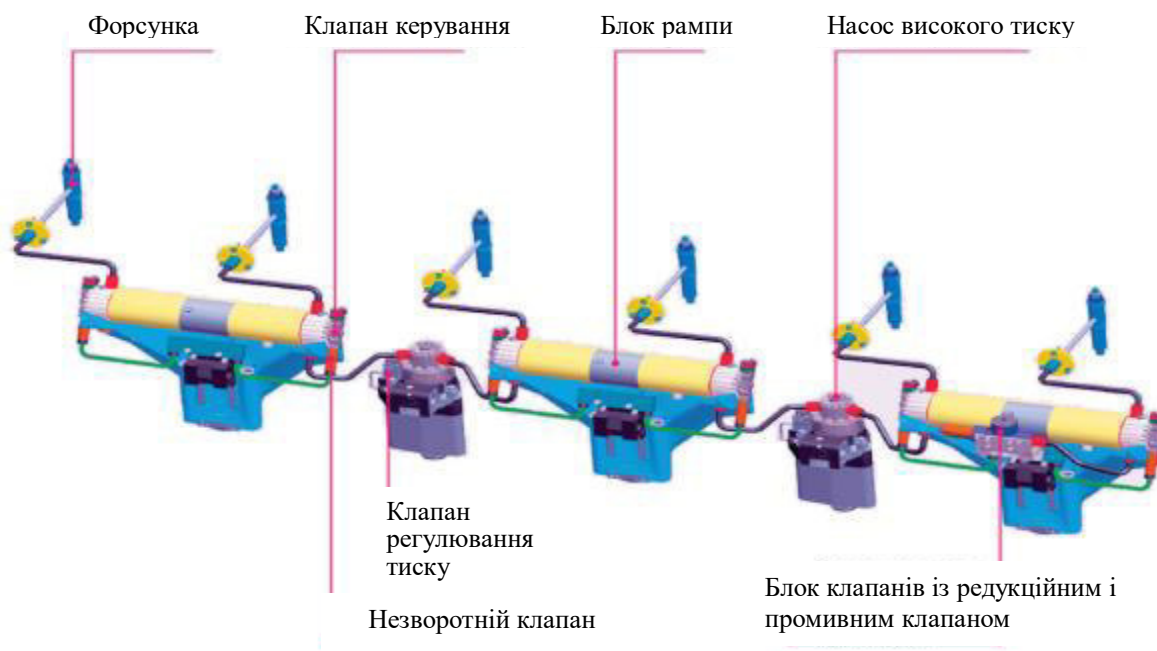


Рисунок 1.18 - Система подачі палива CR двигунаMAN 48/60 CR

зупинки, технічного обслуговування або зупинки двигуна промивний клапан 11 забезпечує підтримку мінімального тиску для всієї системи високого тиску [1-40].

Для оперативного і точного виявлення можливих витоків палива в системі високого тиску основні елементи (рампи і труби високого тиску) забезпечені подвійними стінками. Простору між стінками труб пов'язані між собою і утворюють разом з ємнісними датчиками і установочними гвинтами ефективну систему виявлення витоків [1-40].

Основною перевагою впрыскування в CRDI є гнучкість, що отримується шляхом поділу генерації тиску і управління уприскуванням. Накопичений досвід конструювання і експлуатації дозволяє MAN Diesel & Turbo на основі позитивних результатів випробувань здійснювати вдосконалення конструкції електронно-керованих систем уприскування палива, забезпечуючи оптимізацію конструкції, надійність елементів і гармонізацію параметрів двигуна. Так, наприклад, в системі CRDI останнього покоління немає окремої схеми сервоприводу для приводу клапанів уприскування. Схема подачі палива через клапани високого тиску і керуючі клапани інтегрована в рампні блоки далеко від нагрітих головок циліндрів, в результаті чого забезпечується більша надійність системи в процесі експлуатації [1-40].

Різні типи двигунів MAN Diesel & Turbo використовують схожу конструкцію системи CRDI. Наприклад, одні і ті ж базові конструкції 2 / 2- і 3/2-ходових клапанів використовуються для всіх варіантів морського виконання, а MAN 32 / 44CR випускається і для стаціонарних установок. В результаті використання 3/2-ходових клапанів колючі клапани знаходяться під тиском лише під час впрыскування. Це дозволяє уникнути неконтрольованого уприскування, навіть якщо керуючий клапан або клапан упорскування підтікають [1-40].

Висока точність виготовлення компонентів системи CRDI обумовлює підвищені вимоги до дисперсності фільтрації палива. З метою запобігання передчасним відмов, викликаних ушкодженнями деталей системи твердими

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		33

частинками, що містяться в паливі, в мережі низького тиску додатково встановлюється 10-мкм автоматичний фільтр мазуту HFO, який зменшує знос і стабілізує термін служби компонентів CRDI [1-40].

Двигуни, оснащені технологією CRDI, отже, мають оптимізований процес згоряння, мають найкращий потенціал для задоволення більш строгих вимог до обмеження викидів шкідливих речовин, які можуть бути введені в майбутньому, з найкращим можливим витратою палива. Конструкція гарантує, що димність відпрацьованих газів залишається нижче межі видимості навіть в разі екстремально низькою навантаження. Незалежно від призначення двигуна (судновий або стаціонарний), вартість життєвого циклу установки з CRDI порівнянна з аналогічними агрегатами, оснащеними традиційною системою подачі палива [1-40].

Безпека при проектуванні і експлуатації є одним з найбільш важливих факторів, особливо для суднових двигунів. Завдання досягнення високої надійності охоплює всі експлуатаційні аспекти, включаючи електронне обладнання системи CRDI. Грунтуючись більш ніж на 20-річному досвіді розробки, експлуатації та вдосконалення акумуляторних електронно-керованих систем подачі палива і використовуючи раніше згадану підсистему аналізу видів відмов і їх наслідків FMEA, MAN Diesel & Turbo успішно впроваджує власну концепцію безпеки. Щодо електронного обладнання системи завдання полягає в розробці простий надлишкової електронної системи CRDI [1-40].

Для однодвигунних установок класифікаційні суспільства вимагають повної надлишкової компонування системи. Тому електроніка для подачі палива структурована таким чином. Контролер CRDI повністю інтегрований в SaCoSone (Safety and Controlm System on Engine - система безпеки та управління двигуном). Дана система передбачає використання двох модулів ЕБУ. Після кожної зупинки двигуна функція управління змінюється між двома підключеними модулями, зберігаючи при цьому повну функціональність. У разі несправності активного модуля уприскування резервний модуль бере

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		34

керування на себе протягом мілісекунд. Всі необхідні датчики, джерело живлення і система ланцюгів живлення шини є резервуються / дублюючими по конструкції. Таким чином, одиничний відмова не дозволить вимкнути двигуна. За допомогою резервної CAN шини вся необхідна інформація обмінюється між пристроями SaCoSone і відображається на інтерфейсі. Для многодвигательном установки можлива нестандартна конструкція системи управління CRDI. Електроніка CRDI розширює можливості звичайного уприскування з допомогою його вільно регульованих параметрів. Безліч характеристичних карт і параметрів управління уприскуванням дозволяють оптимізувати роботу двигуна у всьому діапазоні навантажень. дозволяють оптимізувати роботу двигуна у всьому діапазоні навантажень [1-40].

Крім того, система електронного управління підтримує і забезпечує використання пакета PrimeServ Online Service, який здатний автоматично і безперервно в режимі online контролювати основні параметри роботи системи CRDI і двигуна [1-40].

В результаті проведеного дослідження можна зробити *наступні висновки*. Конструкцію сучасного дизельного двигуна в даний час неможливо уявити без систем електронного управління процесами. Найбільш важливим є процес подачі палива, управління яким здійснюється за допомогою електронно-керованої акумуляторної системи високого тиску CRDI. Експлуатаційні особливості суднових дизельних двигунів пред'являють підвищені вимоги до розробників в плані забезпечення надійності систем енергетических установок, зокрема системи подачі палива при одночасному відповідно постійно зростаючим вимогам екологічних стандартів, досягнення яких в даний час виявляється практично неможливим без використання в конструкції двигунів системи CRDI. Володіючи рядом переваг в порівнянні з більш ранніми системами подачі палива, система CRDI не позбавлена недоліків, основним з яких є відносно низька надійність комплектуючих системи при їх високої вартості. До найбільш вразливих вузлів паливної

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		35

системи CRDI в механічному плані слід віднести швидкодіючий керуючий уприскуванням клапан форсунки. Серед виникаючих в експлуатації несправностей електронних елементів в першу чергу відзначається вихід з ладу первічних датчиків і електромеханічних виконавчих пристроїв. Досвід експлуатації створює передумови до подальшого удосконалення системи CRDI в цілому і комплектуючих її елементів, а також до істотного підвищення надійності і досягненню стабільних експлуатаційних властивостей [1-40].

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
						36
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

РОЗДІЛ 2

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА І ЙОГО ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

2.1 Особливості морського судна

Судно «AIDAprima» - пасажирське (круїзне) судно – Passenger (Cruise) ship (рис. 2.1, табл. 2.1) [34-36]. Судно відомо за ІМО: 0196718, MMSI: 247353800 [34-36]. Раніше мало назву AIDAPY FAST (2018, Italy), AIDAPPBHMP (2018, Italy), AIDAPP (2018, Italy), AIDAPPD (2018, Italy) [36]. Забезпечує перевезення 5300 пас. з них: відпочиваючих – 4250 пасажирів і 964 членів екіпажу [34-36].



Рисунок 2.1 – Загальний вигляд пасажирського судна «AIDAprima» [34-36]

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
						37
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Таблиця 2.1 - Основні відомості про судно «AIDAprima» [34-36]

Параметр	Значення
Довжина найбільша	299,95 м (294,0 м – між перпендикулярами)
Ширина	37,65 м (найбільша)
Висота борту	8,25 м
Осадка судна	14,13 м
Дедвейт	9.200 т
Швидкість судна	21,8 вузлів
Автономність плавання	за запасами сухої провізії становить 75 діб, за запасами палива, води та мастила складає - 55 діб
Класифікація	DNV GL
Клас судна:	згідно - 100 A5 Passenger ship BWM (D2) ERS IW і MC AUT EP-D RP(3, 50%)
Район плавання	необмежений
Кількість палуб	17
Валова місткість	125572 т
Кол-во палуб / пассаж.	17/15
Управляющая компанія	Costa Crociere S.p.A., Genova, Italy
Оператор	Aida Cruises, Rostock, Germany
Менеджер	Carnival Maritime GmbH, Hamburg, Germany
Клас судна:	згідно - 100 A5 Passenger ship BWM (D2) ERS IW і MC AUT EP-D RP(3, 50%)
Побудовано	на суднобудівній верфі MHI NAGASAKI SHIPYARD & ENGINE WORKS - Nagasaki, Japan, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Nagasaki Shipyard & Machinery Works (Mitsubishi Heavy Industries) 14 березня 2015 року (номер проекту корпусу 2300)
Прапор / Порт реєстрації / Позивний	Italy / Genova / IBRL

2.2 Характеристика суднової енергетичної установки

2.2.1 Головна енергетична установка

Судно оснащено (рис. 2.2) трьома звичайними морськими дизельними двигунами та одним подвійним паливним двигуном (№2), який може працювати на важкому, дизельному паливі (MGO) та природному газі (NG), щоб забезпечити енергію для судна, перебуваючи в порту, коли забезпечений підхід до доступних берегових споруд [34-36].

Двигуни чотиритактні, мають сталу частоту обертання 500 хв⁻¹. Один турбокомпресор з постійним тиском застосовується на кожному двигуні, при цьому температура повітря, що очищається, зменшується за рахунок внутрішнього охолоджувача, розташованого між турбокомпресором та колектором зарядного повітря [34-36].

Сорочки циліндрів і головки циліндрів охолоджуються водою за допомогою циркулюючої прісної води; нижня частина циліндрової втулки не охолоджується. Водяна сорочка встановлена у верхній частині вкладиша, де вона виступає над блоком двигуна, а це означає, що в блоці циліндрів немає холодних каналів для охолодження води. Система охолодження сорочки двигуна та головки циліндрів - це система охолодження прісної води (НТ) прісної води (НТ); кожен двигун також оснащений окремою системою охолодження низької температури (LT) FW. Система охолодження LT використовується для відведення тепла з мастила та заряджання повітря. Системи охолодження води НТ мають теплообмінник і мають один циркуляційний насос, що приводиться в рух основним двигуном. Також є один циркуляційний насос з електричним приводом на двигун, який забезпечує циркуляцію в системі охолодження води НТ через двигун і підігрівач; цей насос використовується при зупинці двигуна. Є два типи підігрівачів: електричний та відведення теплоти з системи гарячої води. Обидва вони дозволяють прогріти двигун перед запуском [34-36].

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		39

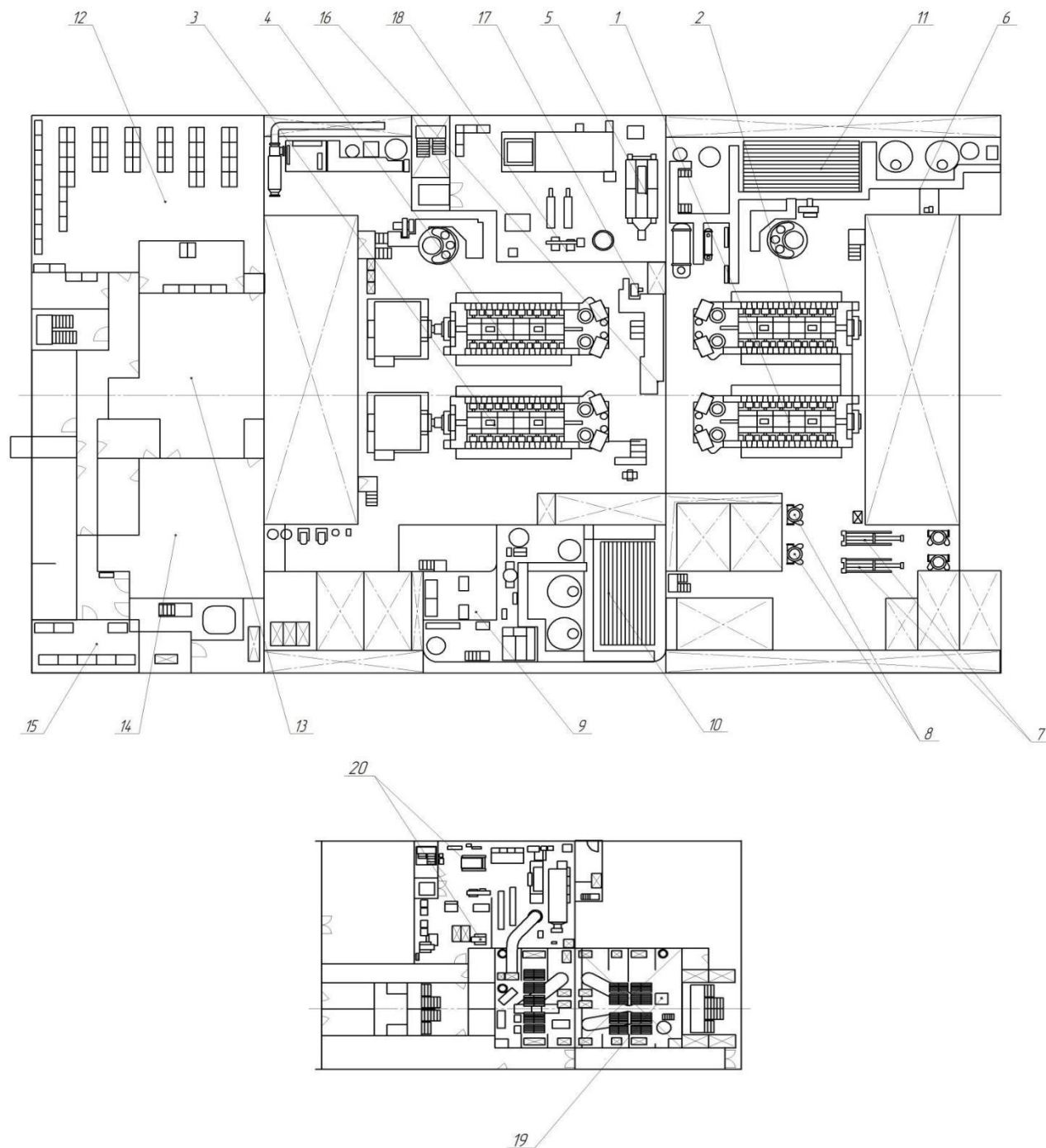


Рисунок 2.2 – План розташування механізмів у машинно-котельному відділенні судна «AIDAprima» [34]: 1 – головний двигун №1; 2 – головний двигун №2; 3 – головний двигун №3; 4 – головний двигун №4; 5 – шламовибирач; 6 – повітряний шлюз циркуляційного вентилятору з фільтром; 7 – головний кулер LT контуру; 8 – водяний охолоджувач циркуляційного насосу; 9 – акумуляторне приміщення з вентиляційною установкою; 10, 11 – головний масляний теплообмінник №1 і №2 відповідно; 12 – електрична майстерня; 13 – моторне відділення; 14 – відділення контролюючих засобів моторного відділення; 15 – ємність газового аналізу (N_2 і CO_2); 16 – підігрівач вихлопних газів; 17 – випускний газовий вентилятор; 18 – система підготовки газового палива; 19 – подрібнювач; 20 – танк розширення НТ контуру FW

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ

Арк

40

Підшипники двигуна оснащуються змащувочим маслом (LO) за допомогою керованого насосу двигуна. Насос здійснює всмоктування з циркуляційного бака LO, який повинен підтримуватися на встановленому рівні. Змащувальне масло підкачується до основного, нижнього та верхнього підшипників; вкладиші циліндрів змащуються бризкою картера. LO також постачається в систему розподільного вала, механізми коромисел клапанів і підшипники турбокомпресора. Масло, що надходить до двигуна, підтримується при правильній температурі, пропускаючи його через пластинчастий охолоджувач [34-36].

Всі кришки циліндрів забезпечені охолодженням через свердлення на нижній стороні, і кожна головка оснащена двома випускними і двома впускними клапанами. Запуск двигуна стисненням повітрям під тиском 30 бар; вихідне повітря зберігається у двох резервуарах повітря. Подача повітря в циліндри двигуна контролюється спеціальними проходами в насосах для впорскування палива [34-36].

У якості дизельного головного двигуна на судні «AIDAprima» встановлено три двигуни фірми Caterpillar-MAK моделі 12M43C - дванадцятициліндровий, чотиритактний, з тронковим поршневим механізмом, у V-подібному виконанні, з турбонаддувом постійного тиску з діаметром циліндра двигуна 430 мм і ходом поршня 610 мм, максимальною потужністю $N=12\ 000$ кВт при частоті обертання колінчатого валу $n_{\text{дв}}=500$ хв⁻¹ [34-36].

Крім цього на судні використовується один двигун фірми Caterpillar-MAK моделі 12M46DF - дванадцятициліндровий, чотиритактний, з тронковим поршневим механізмом, у V-подібному виконанні, з турбонаддувом постійного тиску, що забезпечує роботу на двох паливах, з діаметром циліндра двигуна 460 мм і ходом поршня 610 мм, максимальною потужністю $N=12\ 000$ кВт при частоті обертання колінчатого валу $n_{\text{дв}}=500$ хв⁻¹ [34-36].

Для пуску двигунів використовується система повітряного пуску з робочим тиском 14,0 бар - 30,0 бар. Для регулювання двигунів використовуються регулятори Viking: 35 виробництва фірми Regulators

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		41

Europa. На двигунах встановлено турбокомпресори моделі TPL фірми ABB у кількості по 2 комплекти на двигун. Масова витрата випускних газів складає 81,342 кг / год ... 78,017 кг / год. при температурі 310 ... 360 °C [34-36].

2.2.2 Головні двигуни суднових електростанцій на судні

Судно забезпечено чотирма основними дизельними генераторами, трьома 12M43C, які працюють тільки на рідкому паливі, і одним 12M46DF, який може працювати як на рідкому паливі, так і на газовому паливі. Всі вони мають подібні системи управління, за винятком того, що двигун з подвійним паливом має додатковий модуль системи управління газом [34-36].

Конструкція двигуна пристосована для роботи на важкому паливі до 700 cSt/50 °C, клас палива відповідно до CIMAC H55 K55, ISO 8217,1996 (E), ISO-F-RMH55. Суцільний сухий блок двигуна, виготовлений із чавунних конструктивних елементів. Він містить в собі підшипники колінчастого вала, підшипники розподільного вала, приймач зарядного повітря, корпус демпфера вібрації та корпус редуктора. Колінчастий вал забезпечує експлуатаційну корозійну стійкість в місцях встановлення рамових, мотильових і упорних підшипників. Корозійно стійкі також і самі рамові, мотильові і упорні підшипники. Загартовані кладиші відцентрово відлиті, мають калібрувальну вставку. Поршні двигуна композитного типу зі сталеву головою та мають конструктивну сорочку із чавуну. Комплект поршневих кілець складається з 2 компресійних кілець з хромованим покриттям (першого кільця з хромованими керамічними поверхнями) та 1 кільцевого маслосімейного кільця. Усі канавки кільця є загартованими і розташовані в сталевій коронці. 3-х частинний шатун забезпечує можливість демонтувати поршень, не відкриваючи конструкцію шатунного підшипника. Головка циліндра виконана з конструкцій з чавуну з 2 вхідними та 2 випускними клапанами з приводом клапанів. Безпосередньо охолоджуються посадкові поверхні випускного клапана. Розподільний вал виконаний секційно, що дозволяє демонтувати його з частковим розбиранням. Турбокомпресор двигуна, постачається для збирання з внутрішніми

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		42

підшипниками, змащеними моторним мастилом. Двигун забезпечує двоступеневу систему охолодження прісною водою з двоступеневим охолоджувачем повітря, а також в середині блоку встановлені насадки для охолодження поршнів моторним мастилом [34-36].

Поперечний переріз двигуна показаний на рис.2.3 [34-36]. Короткі технічні характеристики двигуна МАК 12М43С наведені в таблиці 2.2.

2.2.3 Аварійні дизель-генератори суднової електростанції

Аварійний дизельний генератор - це автономний блок, що складається з дизельного двигуна і безпосередньо пов'язаного генератора. Аварійний генератор розташований у приміщенні аварійного генератора на палубі 17. Двигун призначений для автоматичного запуску у разі відключення основного розподільного щита, він автоматично підключається до аварійного розподільного щита для підтримки електропостачання основних служб [34].

Генератор аварійних дизелів фірми Caterpillar моделі 3516B DITTA-SCAC потужністю 1 717 кВт при частоті обертання 1500 хв^{-1} – це 16 циліндровий 4-х такт ний двигун, з турбонаддувом, діаметр циліндра 170 мм, хід поршня 190 мм. Генератор аварійних ситуацій MJBМ 560 LA 4 фірми Marelli з параметрами 2038кВа / 1630 кВт з при частоті обертання 1500 хв^{-1} – це горизонтальний без щітковий, стійкий до крапель агрегат. Він створює 3-х фазну напругу 690В зі струмом 1 705 А. Двигун оснащений двома пусковими системами, електричною та гідравлічною. Електричний запуск зазвичай використовується для запуску двигуна, але якщо система електричного пуску повинна вийти з ладу, можна використовувати гідравлічну систему запуску. Система управління влаштована таким чином, щоб забезпечувати як автоматичний запуск, так і підключення до аварійного розподільного щита, або ручне запуск і зупинку на пульті управління двигуном. Кімната для аварійних генераторів забезпечена аварійним резервуаром MDO, який поповнюється за допомогою насосів для передачі MDO.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		43

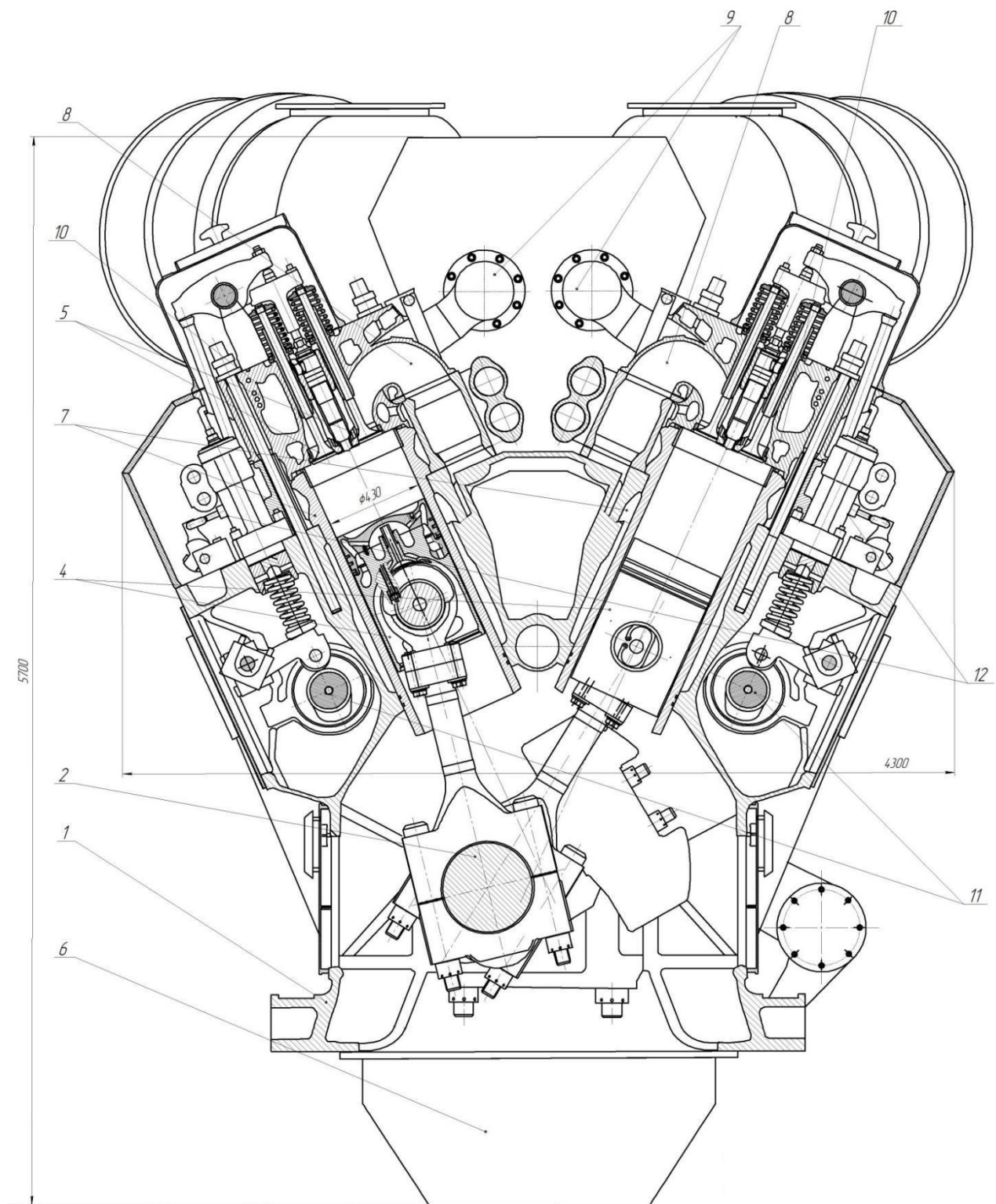


Рисунок 2.3 – Поперечний переріз головного двигуна МАК 12М43С [34]:
 1 – фундаментна рама; 2 – колінчастий вал; 3 – шатун; 4 – поршень; 5 – клапан;
 6 – піддон картера; 7 – втулка циліндра; 8 – випускний колектор; 9 – впускний
 колектор; 10 – кришка циліндра; 11 – розподільний вал; 12 – паливний насос
 високого тиску

Таблиця 2.2 - Основні відомості про двигун МАК 12М43С [34-36]

Показник	Значення
Розміщення та кількість циліндрів	V-подібне, 12
Діаметр циліндра, D	430 мм
Хід поршня, S	610 мм
Потужність двигуна	12 000 кВт
Частота обертання колінчастого валу	500 хв ⁻¹
Вид палива	дизельне
Тактність	4
Швидкість поршня, м/с	10,2
Турбонаддув, шт	2х TPL, ABB, постійного тиску

Резервуар MDO для аварійного генератора повинен підтримуватися на рівні, який дозволить тривалий час роботи аварійного генератора протягом 36 годин [34-36].

Дизельний стартовий двигун 6СТ8.3D (М) фірми STX потужністю 164 кВт – це 4-тактний 6 циліндровий двигун загальним об’ємом 8,3 л в конфігурації Inline має наступні параметри: діаметр циліндра 114 мм, хід поршня 135 мм при частоті обертання 1500 хв⁻¹. На двигуні встановлено 3-фазний генератор стартовий судна моделі HCM434C2 фірми Stamford це генератор, що забезпечує наступні параметри: напруга 704 В, струм 102,51 А, з вихідними параметрами 125 кВа / 100 кВт при частоті обертання 1500 хв⁻¹ - це горизонтальний без щітковий, стійкий до крапель агрегат, оснащений системою замозбуждення. Аварійний дизельний генератор забезпечує обмежену потужність (1 963 кВа) для аварійних цілей. Він знаходиться в приміщенні аварійного генератора на палубі 17 [34-36].

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		45

РОЗДІЛ 3

ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ МОДЕРНІЗАЦІЇ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА СУДНОВОГО ДВИГУНА

3.1. Практичні передумови і обґрунтування модернізації системи впорскування дизельного палива в умовах експлуатації

За останні два десятиліття завдання забезпечення охорони природного середовища стало одним з найважливіших, яке має вирішити людство. Бездумне використання природних ресурсів, необмежений скид шкідливих речовин у навколишнє середовище створюють небезпеку незворотних процесів у біосфері, загрозу самому життю людини [2-13].

Погіршення екології повітряного середовища, яке спостерігається в даний час, призводить до необхідності жорсткіших норм токсичних викидів, насамперед від транспортних засобів, в яких певне місце займають суднові електростанції і, насамперед, двигуни внутрішнього згоряння [2-13].

Вихлопні гази в циліндрі дизельних двигунів утворюються головним чином в результаті хімічних реакцій окислення складових частин палива атмосферним киснем і в результаті поєднання кисню та азоту, що містяться в повітрі, з паливними компонентами та продуктами горіння, що виникають горіння - процеси розширення. Отруйними елементами в продуктах горіння дизельного палива елементарного складу ($CH + S + O = 1$) є: озон (O_3), сажа (C), окис вуглецю (CO), оксиди азоту (NO, NO_2), аміак (NH_3), сірка діоксиду (SO_2), сірководень (H_2S), сірковуглець (CS_2), метан (CH), метил (CH_3), формальдегід (H_2CO) та бензопірен ($C_{20}H_{12}$) [2-13].

На морські дизелі припадає 7 % світових викидів NO_x , і тому регулярно проводяться дослідження з метою пошуку ефективних шляхів зменшення шкідливих викидів суднових дизельних двигунів у робочих режимах, забезпечуючи при цьому низькі експлуатаційні витрати. Таким чином,

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		46

зменшення викидів оксидів азоту NO_x з вихлопних газів суднових дизельних двигунів є одним з найактуальніших завдань, що стоять перед дослідниками в галузі підвищення екологічної безпеки морських електростанцій. Для морських дизельних двигунів були розроблені різні методи зменшення концентрації NO_x у вихлопних газах. Сюди входять селективне каталітичне та селективне некаталітичне очищення (SCR та SNCR - селективна каталітична редукція та селективна відсутність каталітичної редукції), рециркуляція відпрацьованих газів (EGR - рециркуляція відпрацьованих газів), використання системи нагнітання води (WIS), використання подвійне впорскування, вдосконалення паливного обладнання, використання паливних присадок, оптимізація робочого процесу [2-13].

Вибіркове каталітичне очищення є найефективнішим способом поліпшення екологічних показників суднових дизельних двигунів. Технологія цього методу зрозуміла, однак цей метод може бути ефективно використаний лише для кораблів, що будуються вперше, оскільки перехід вже встановлених дизельних двигунів на роботу з системою SCR у поєднанні з високою вартістю реактора SCR робить це непрактичним [1-40].

У світовій практиці для зменшення викидів NO_x технологія селективного некаталітичного відновлення (технологія SNCR) є другою за поширеністю після селективного каталітичного відновлення. Відмінною особливістю цієї технології є можливість вибіркової взаємодії з NO_x та висока ефективність очищення газів (близько 80 ... 90 %) [2-13].

Рециркуляція відпрацьованих газів (EGR - процес) базується на байпасі вихлопних газів перед турбокомпресором з витяжного ресивера в систему продувки повітря [2-13].

Електрична повітродувка високого тиску перекачує відпрацьовані гази через водяний скруббер (скруббер) у ресивер для продувки повітря високого тиску. Скруббер охолоджує гази, одночасно видаляючи SO_x і тверді частинки, промиваючи їх перед тим, як перенаправляти в камеру згоряння. Кінцевий результат зменшення викидів NO_x досягається заміною частини кисню на

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		47

вуглекислий газ (CO_2), внаслідок чого внаслідок уповільнення процесу горіння максимальний пік температури зменшується [2-13].

При переведенні діючих дизельних двигунів на використання цього методу зменшення викидів NO_x необхідно вирішувати не тільки конструктивні завдання, а й обробляти характеристики газотурбінного компресора (враховуючи зміни вагових характеристик відпрацьованих газів в газовій турбіні, і суміш повітря, рециркуляційний газ надходить у балон) [2 - 13].

Велика кількість досліджень, спрямованих на зменшення викидів NO_x , тим чи іншим чином пов'язано із використанням прісної води в робочому процесі. У цьому випадку вода може подаватися в приймач продувки, впорскуватися безпосередньо в дизельний циліндр або подаватися паливним насосом високого тиску разом з паливом у вигляді водно-паливної емульсії (WFE) [2-13].

Зволоження повітря шляхом нагнітання води в ресивер повітря (продувки) може значно зменшити вміст NO_x у відпрацьованих газах. При нагнітанні води в ресивер повітря утворюється добре нагріта однорідна суміш. Оскільки маса водяної пари невелика порівняно з масою повітря, це не може істотно знизити температуру під час впорскування палива, а період затримки займання залишається постійним [1-40].

Коли двигун працює на ВТЕ (оптимальна кількість води в емульсії для різних типів дизельних двигунів становить 15 ... 40 %), викиди оксиду азоту зменшуються на 20 ... 30 %. Однак у цьому випадку затримка запалювання палива збільшується, що обумовлює необхідність збільшення кута випередження впорскування [1-40].

З методів зменшення викидів NO_x , заснованих на використанні води, для експлуатації дизельних двигунів найбільш прийнятним є нагнітання води в ресивер повітря через порівняно невеликі інвестиції та досить прийнятні результати [37-40]. Деякі структурні зміни елементів паливного обладнання, а

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		48

також регулювання параметрів робочого процесу [37-40], також призводять до поліпшення екологічних характеристик дизельних двигунів [1-40].

Кут затримки впорскування палива забезпечує значний вплив на викиди NO_x . За словами представника компанії B&W впорскування палива при 8° п.в.в. після ВМТ призводить до зменшення викидів приблизно на 25 ... 30 % при різних навантаженнях. Але в той же час питома витрата палива збільшується - на 8 ... 10 %, а димність - на 2 ... 5 % [1-40].

Таким чином, цей метод зменшення викидів може бути використаний, якщо двигун має запас економічності, тобто якщо він охоплює допуск на питому витрату палива [37-40].

Найбільш дієвим обмеження в частині зниження емісії NO_x є саме якісне поліпшення процесу стиснення [37-40]. Відчутний ефект від вказаного вище зниження шкідливих викидів судових дизелів, що вже знаходяться в експлуатації, дають суттєві зміни конструкції паливної апаратури [37-40].

На двигунах МАК 12М43С застосовується звичайна механічна паливна апаратура (див. рис. 2.1 і 2.2) з властивими їй недоліками і перевагами [37-40].

Фірма B&W Diesel в частині судових дизелів пропонує замінити існуючі штатні розпилювачі форсунок на розпилювачі, що забезпечують низький вміст NO_x (low NO_x). Нові розпилювачі мають властиву політиці фірми конструкцію у форсунці, яка забезпечує низьку питому витрату палива з рівномірною і низькою температурою і термонапруженістю деталей камери згоряння дизеля. Сопловий наконечник low NO_x відрізняється від стандартного кількістю, діаметром і розташуванням соплових отворів [37-40].

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		49

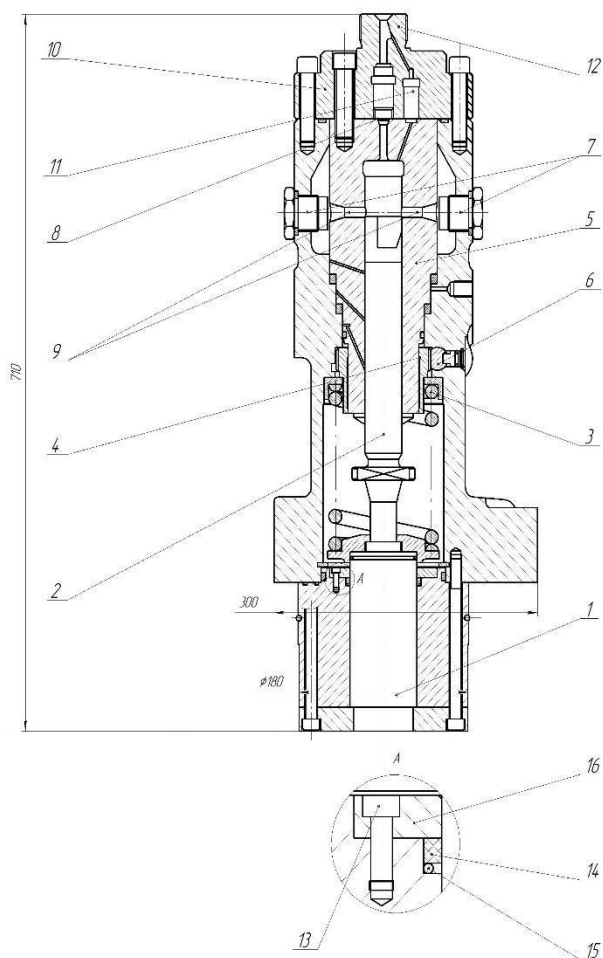


Рисунок 3.1 - Паливний насос високого тиску суднового дизеля 12 M43C [37-40]: 1 – шток штовхача; 2 – плунжер; 3 – зворотня пружина; 4 – втулка розворота плунжера з зубчастим сектором; 5 – втулка плунжера; 6 – зубчаста рейка керування подачею палива; 7 – противокавітаційний демпфуючий пристрій; 8 – нагнітальний клапан; 9 – наповнюючі (зливні) вікна; 10 – кришка насоса; 11 – реверсивний клапан; 12 – приєднувальний отвір трубопроводу високого тиску допоміжної форсунки; 13 – гвинт фіксуючий; 14 – ущільнення; 15 – пружинне ущільнення; 16 – регулююча шайба

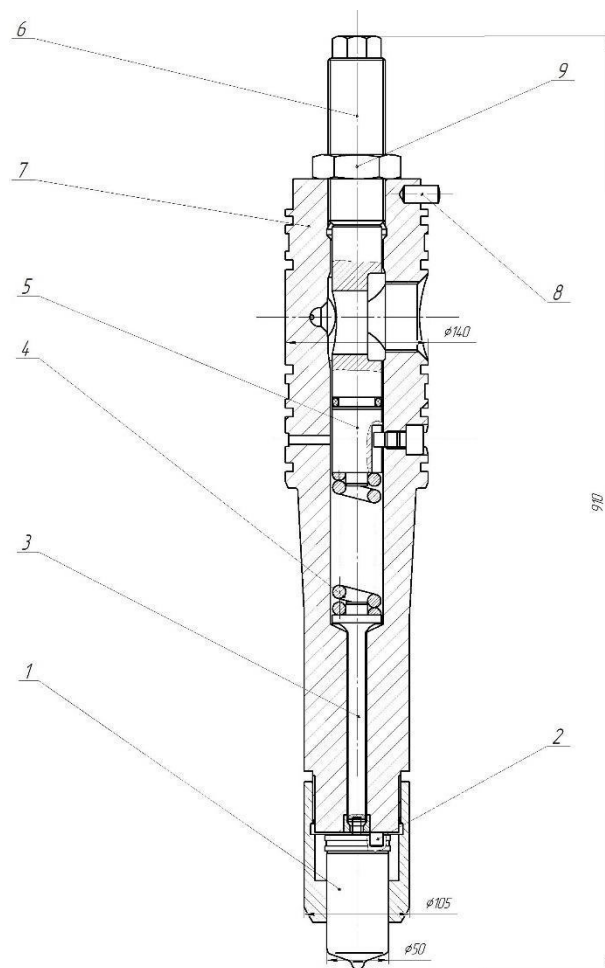


Рисунок 3.2 - Форсунка середньообертового суднового двигуна МАК 12M43C [37-40]: 1 – корпус розпилювача; 2 – штифт установочний; 3 – штанга приводу голчастого клапана; 4 – навантажуюча пружина; 5 – упор навантажуючої пружини; 6 – гвинт навантажуючої пружини; 7 – гвинт регулювання попереднього затягування навантажуючої пружини; 8 – установочний штифт; 9 – стопорна гайка

Так наприклад, двигун MAN B&W S50MC зі стандартним штатним розпилювачем мав 4 отвори з діаметром 1,15 мм, а новий розпилювач low NO_x

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

– 6 отворів, діаметром 0,95 мм, а також і змінені кути розташування соплових отворів. Вибір кількості, діаметрів і форми прохідних перетинів отворів та кутів нахилу здійснюється на фірмах спочатку розрахунковим методом за результатами програмної оптимізації, а вже потім проводилася експериментальна перевірка на двигуні в умовах експлуатації [37-40].

Робота акумуляторних систем базується на принципі електронного керування режимом подачі палива, що забезпечує найбільш повну оптимізацію робочого процесу дизельного двигуна в усьому діапазоні експлуатаційних режимів завантаження та швидкості судна. У літературі такі системи називаються Common Rail. Широке впровадження систем Common Rail на морських дизельних двигунах викликано необхідністю підвищення їх паливної ефективності та впровадженням постійно зростаючих норм в частині токсичності вихлопних газів. Досвід останніх десятиліть показав, що значного прогресу у підвищенні ефективності та екологічних показників можна досягти за рахунок удосконалення процесу подачі палива [37-40].

Найбільш суттєвими критеріями досконалості процесу впорскування палива є показники ефективності, потужності, шуму, токсичності вихлопних газів, а також дотримання обмежень тиску в циліндрі двигуна, жорсткості горіння, теплового навантаження, температури газу перед турбіною. Сьогодні елементи впорскування у вигляді акумуляторних систем з електронним управлінням дозволяють найбільш повно задовольнити високі вимоги щодо вдосконалення робочих процесів у судових дизельних двигунах на всіх експлуатаційних режимах їх роботи [37-40].

Рисунок 3.3 показує, що в традиційних паливних насосах високого тиску тиск впорскування зменшується пропорційно зменшенню швидкості обертання кулачка паливного елемента і суттєво зменшується при зменшенні циклової подачі палива [37-40].

В акумуляторних системах тиск впорскування може підтримуватися постійним незалежно від вказаних вище факторів. Більше того, тиск впорскування та фази подачі палива регулюються незалежно одна від одної [40].

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		51

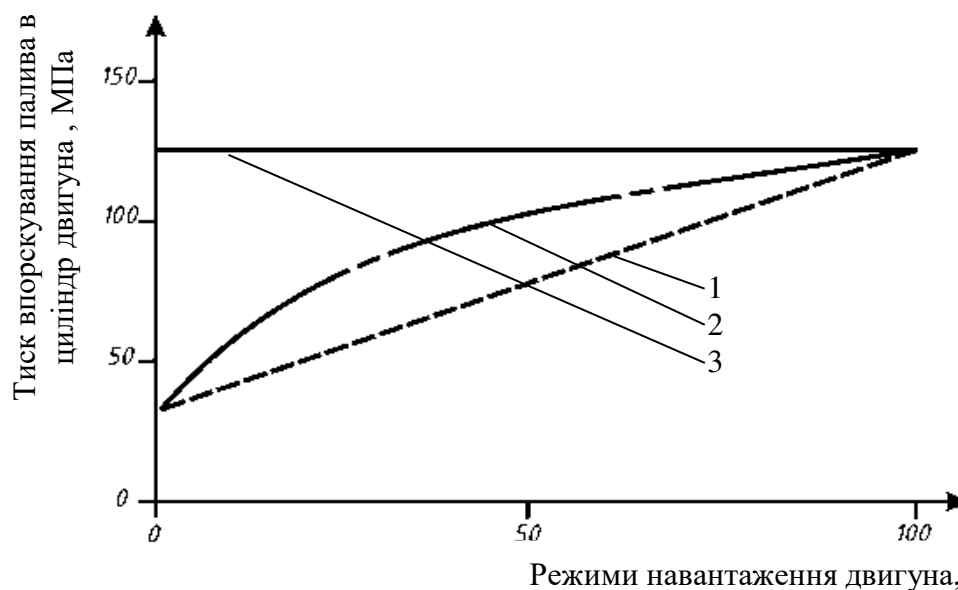


Рисунок 3.3 - Залежність тиску впорскування палива від режиму навантаження двигуна в % для різних систем подачі палива [37-40]: 1 - система прямої дії при роботі з гвинтовою характеристикою (залежно від швидкості судна) 2 - система прямої дії при роботі з характеристикою навантаження (залежно від значення подачі палива за цикл) 3 - система впорскування акумуляторна

Впорскування палива починається при максимальному тиску, що сприяє якісному розпилюванню перших порцій палива, що надходять у камеру згоряння, та прискоренню попередніх процесів [37-40].

Застосування електронного управління разом із системою акумуляторного впорскування забезпечує ряд суттєвих переваг перед традиційними системами подачі палива [37-40]:

- забезпечення гнучкого регулювання закону подачі та кількості впорскувань палива відповідно до заданого швидко-завантажувального режиму дизельного двигуна;
- забезпечення необхідної нерівномірності подачі палива через циліндри, в тому числі з урахуванням індивідуальних характеристик окремих елементів системи подачі палива, їх технічного стану та стану елементів самого двигуна;
- відключення циліндрів при режимах часткового навантаження;

- поєднання функції управління з функцією діагностики двигуна через систему датчиків управління, що забезпечує аварійний захист двигуна.

З усього розмаїття схемних рішень для систем впорскування акумуляторів на суднових дизельних двигунах найбільшого поширення набули системи з акумуляторами тиску, виконані у вигляді окремих елементів великої та малої потужності [37-40].

Система подачі палива від акумулятора Caterpillar встановлюється на двигунах середнього класу фірми МаК. Система базувалася на технічних рішеннях, які компанія раніше розробляла на своїх високообертових двигунах. При проектуванні системи метою було зберегти всі переваги акумуляторних систем, максимально спростити її конструкцію, мінімізуючи кількість з'єднань елементів, що працюють під високим тиском. Загальний вигляд акумуляторної системи подачі палива для двигунів МаК показаний на рис. 3.4 [37-40].

При проектуванні система була адаптована до роботи як на дисциплінарних, так і на важких залишкових паливах [37-40].

Відмінною особливістю системи акумуляторного упорскування палива фірми Caterpillar від інших систем є те, що виробники відмовилися від використання в якості насосів високого тиску модернізованих насосних секцій, які використовуються в традиційних системах упорскування. Для подачі палива під високим тиском застосовані окремі двухплунжерні насоси, які встановлюються на спеціальній коробці приводів і приводяться від шестерень приводу розподільного вала. Щоб забезпечити необхідну продуктивність, кожен насос має по дві чотирикулатні шайби. Крім того, частота обертання насоса вище, ніж в традиційних конструкціях з приводом від розподільного вала. В результаті цього один насос в змозі забезпечити необхідну подачу палива в акумулятор на всіх режимах роботи двигуна, однак для більшої надійності на двигуні встановлюється два однотипних насоса. Привід насосів здійснюється через зубчасту передачу, обладнану запобіжною фрикційною муфтою, яка в разі заклинювання руйнується, забезпечивши відключення пошкодженого насоса [37-40].

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		53

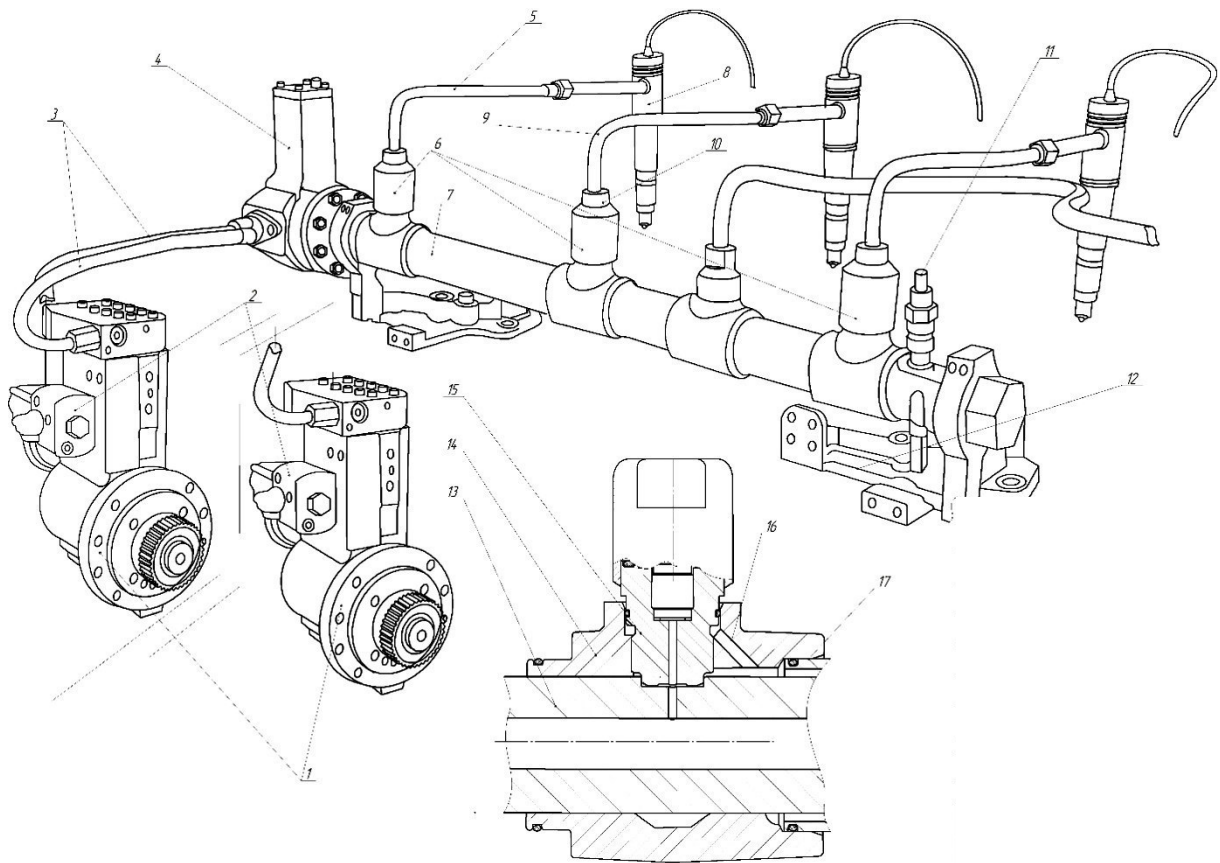


Рисунок 3.4 – Загальний вигляд системи акумуляторного впорскування палива суднового двигуна МаК і фрагмент акумулятора тиску з зовнішнім бандажем для кріплення трубопроводів високого тиску [37-40]: 1 – паливні насоси високого тиску; 2 – електромагнітні клапани управління подачею; 3 – трубопровід подачі палива від насосів до акумулятора; 4 - регулятор-обмежувач тиску; 5 – трубопровід підведення палива до форсунок; 6 – накидна гайка кріплення трубопроводу; 7 – акумулятор; 8 – електрокерована форсунка; 9 – з'єднувальний трубопровід між секціями батареї; 10 – кріплення сполучного трубопроводу; 11 – датчик тиску; 12 – кронштейн кріплення; 13 – корпус акумулятора; 14 – бандаж; 15 – штуцер; 16 – дренажний канал збору протікання; 17 – зовнішній кожух акумулятора

Насоси високого тиску, що використовуються Caterpillar, мають клапан регулювання переміщення з приводом електромагнітного клапана. Подача насоса контролюється електронним блоком управління двигуном. Істотною перевагою такого регулювання є більш точне регулювання витрати насоса, в

результаті чого витрати на їх механічний привід знижуються. Крім того, зменшуються витрати на електропривод клапанів, оскільки для їх закриття потрібен короткий імпульс струму, а потім клапан автоматично утримується закритим під тиском у надплунжерній порожнині [37-40].

Акумулятори тиску, які використовує компанія, являють собою товстостінні труби, розміщені в захисному кожусі. Простір між батареєю та екраном використовується для збору витоків із з'єднань. Щоб запобігти виникненню хвиль тиску значної амплітуди в акумуляторі, він виконаний у вигляді окремих секцій, які з'єднані між собою двостінними трубопроводами високого тиску. Одна секція акумулятора забезпечує паливо для трьох-чотирьох циліндрів двигуна, залежно від їх загальної кількості [2-13].

Інжектори. Для впорскування палива використовується форсунка з електромережею та електромагнітним приводом. Для спрощення конструкції компанія відмовилася заводити головну золотник за допомогою контрольного масла, використовуючи для цих цілей паливо безпосередньо подається в сопло [37-40].

Експлуатація суднової електростанції AIDAperla передбачає роботу всіх 3 (4) двигунів дизельних генераторів на дизельному (важкому) паливі. Щоб забезпечити можливість використання судна за існуючих обмежень з точки зору зменшення шкідливих викидів, існує потреба в покращенні ефективних та екологічних показників морських дизельних двигунів. Цього можна досягти, покращивши процес подачі палива. Ми вважаємо, що найкращим варіантом для реалізації цього напрямку може бути впровадження електронного управління режимом подачі палива в двигуни MAK 12M43S. Саме із застосуванням акумуляторних систем подачі палива, заснованих на впровадженні електронного управління, забезпечується найбільш повна оптимізація робочого процесу дизельного двигуна в усьому діапазоні режимів навантаження та швидкості в робочих умовах [37-40].

3.2 Розрахункове обґрунтування застосування нових алгоритмів керування процесом впорскування палива при реалізації їх у акумуляторній системі подачі палива в судновому двигуні

Для перевірки висунутих припущень і здійснення модернізації в частині застосування нових алгоритмів керування процесом впорскування палива для покращення ефективних показників головного двигуна MaK 12M43C судна «AIDArgima» в діапазоні його навантажувально-швидкісних режимів в умовах експлуатації. Зміна алгоритмів забезпечується встановленням системи акумуляторного впорскування у циліндр замість штатної системи паливоподачі суднового двигуна. З метою обґрунтування встановлення акумуляторної системи на судновий двигун 12M43C фірми Caterpillar-MaK виконуємо тепловий розрахунок двигуна з встановленими елементами акумуляторної системи впорскування [37-40].

Для побудови діаграм робочого процесу використовуємо метод визначення енергетичного балансу в робочому циліндрі двигуна. Скористаємося вказаною моделлю, реалізованою у вигляді програми розрахунку з використанням персонального комп'ютера [37-40].

Основні вихідні данні для розрахунку показані у табл. 2.3 [37-40].

Тепловий розрахунок головного двигуна надасть можливості виявити вплив показників робочого процесу на основні ефективні параметри роботи суднового дизеля [37-40].

Сукупна дія зазначених факторів обумовлює підвищення індикаторного ККД (η_i) при одночасному збільшенні так званої «жорсткості» згоряння, максимального тиску при згорянні (p_z) і швидкості наростання тиску ($(dp/d\varphi)_{\max}$) [37-40].

Індикаторні показники з ростом n поліпшуються доти, поки надійно працює паливна апаратура, і коефіцієнт наповнення залишається досить високим [1-40].

Таблиця 3.1 – Основні геометричні параметри двигуна

Параметр	Значення
Діаметр циліндра двигуна, мм	430
Хід поршня, мм	610
Число циліндрів, шт.	12
Частота обертання, хв^{-1}	500
Геометричний ступінь стиску	16,2
Ефективна потужність, кВт (дизель)	12000
Відношення ходу поршня до діаметра циліндра (S/D)	1,10
<i>Склад атмосферного повітря</i>	79% азоту (N_2) та 20,8% кисню (O_2) по масі
<i>Елементарний склад (по масі) палива:</i>	дизельне паливо
<i>C</i> – вуглець	0,87
<i>H</i> – водень	0,121
<i>O</i> – кисень	0,004
<i>S</i> – сірка	0,005
Середня молекулярна маса, кг/моль	230
Нижча теплота згорання, кДж/кг (МДж)	42500 (42,5)
Коефіцієнт надлишку повітря ($\alpha = 2,25 \dots 4,0$).	$\alpha = 2,48$ (дизельне паливо)
Температура й тиск навколишнього середовища (T_0, p_0).	$p_0 = 0,103 \text{ МПа}$ $T_0 = 288 \text{ К}$
Для водоповітряних охолоджувачів, $\sigma_{\text{ох}} = 0,7 \dots 0,90$,	прийmemo $\sigma_{\text{ох}} = 0,8765$
Середня температура охолоджувальної води у повітроохолоджувачі, (T_a)	при використанні для охолодження забортної води $T_{a'} = T_0 = 288 \text{ К}$
Середня швидкість повітря ($\omega_{\text{вп}}$)	20 м/с
Показник політропи стиску ($n_1 = 1,32 \dots 1,40$)	$n_1 = 1,354$
Показник політропи розширення ($n_2 = 1,18 \dots 1,28$).	$n_2 = 1,270$

Зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала суднових двигунів зростають інерційні навантаження, збільшуються розміри й маса деталей кривошипно-шатунного механізму, втрати на тертя, знижуються надійність і довговічність двигуна [37-40].

Спосіб сумішоутворення й форми камери згоряння. Камера згоряння повинна забезпечувати високий ступінь очищення від відпрацьованих газів, і наповнення циліндрів свіжим зарядом. Зменшення відносини поверхні камери згоряння $F_{\text{кс}}$ до її об'єму $V_{\text{кс}}$, знижує теплові втрати в систему охолодження [37-40].

Для суднових дизелів форма камери згоряння залежить від обраного типу сумішоутворення. При об'ємно-плівковій сумішоутворенні, характерному для прототипу, забезпечується досить висока економічність при значному зменшенні навантажень на деталі КШМ, застосовуються напіврозділені форми камери згоряння, розташовані в головці поршня [39].

Вибір і обґрунтування вихідних даних для теплового розрахунку робочого процесу. Горюча суміш утворюється у наслідок перемішування парів палива та атмосферного повітря поданих у камеру згоряння дизеля. Для розрахунку властивостей горючої суміші визначимо склад її основних складових [39].

Теоретично необхідна кількість атмосферного повітря для повного згоряння 1 кг палива визначається за формулами [39]:

$$L_o = \frac{1}{0.208} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) =$$

$$\frac{1}{0.208} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,121}{4} + \frac{0,005}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 0.4941 \text{ кмоль}$$

$$l_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H + S - O \right) =$$

$$\frac{1}{0,230} \left(\frac{8}{3} 0,87 + 8 \times 0,121 + 0,005 - 0,004 \right) = 14,33 \text{ кг/кг.}$$

Кількість свіжого заряду, (M_1), визначається за формулою [39]:

$$M_1 = \alpha L_0 = 2,48 \cdot 0,494 = 1,22 \text{ кмоль}$$

Кількість продуктів згоряння (M_2) [39],

Для повного згорання ($a > 1$)

$$M_2 = \sum_{i=1}^n M$$

Кількість компонентів продуктів згоряння, (кмоль) для дизелів розраховується по формулах [39]:

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,870}{12} = 0,073 \text{ кмоль};$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{H}{2} = \frac{0,121}{2} = 0,061 \text{ кмоль};$$

$$M_{\text{S}_2} = \frac{S}{32} = \frac{0,005}{32} = 0,000156 \text{ кмоль}$$

$$M_{\text{O}_2} = 0,21(a-1)L_0 = 0,21(2,475-1)0,494 = 0,1531 \text{ кмоль};$$

$$M_{\text{N}_2} = 0,79 \times a \times L_0 = 0,79 \times 2,475 \times 0,494 = 0,9662 \text{ кмоль};$$

$$M_2 = \sum_{i=1}^n M = 0,073 + 0,061 + 0,000156 + 0,1531 + 0,9662 = 1,2524 \text{ кмоль}.$$

Процес впуску. Температура й тиск на вході у двигун. У двигунів з наддуванням параметри навколишнього середовища приймають рівними до параметрів повітря на виході з компресора, а при наявності проміжного охолодження повітря - тиску й температурі повітря за охолоджувачем [37-40].

Відповідно до прототипу, у двигуні, застосовується наддування й

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		59

проміжне охолодження повітря. Прийmemo величину наддування згідно із прототипом [37-40]:

$$p_k = 3,495 \times p_o = 3,495 \times 0,103 = 0,360 \text{ МПа}$$

Показник політропи стиску в компресорі (n_k), що залежить від його типу й ступеня досконалості процесу, що протікає в ньому, $n_k = 1,4 \dots 2$, приймаємо значення показника політропи характерне для більшості сучасних турбокомпресорів $n_k = 1,4$ [37-40].

Температура повітря у двигуна з наддуванням на виході з компресора залежить від ступеня підвищення тиску [37-40]:

$$T'_k = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k-1}{n_k}} = 288,0 \left(\frac{0,360}{0,103} \right)^{\frac{1,400-1}{1,400}} = 411,8 \text{ К},$$

Ступінь охолодження повітря в повітроохолоджувачі (σ_{ox}). У двигуні з охолоджувачем після компресора температура у впускному ресивері [37-40]:

$$T_k = T'_k - \sigma_{ox} (T'_k - T'_a) = 362,7 - 0,800(362,7 - 288,0) = 303,3 \text{ К},$$

де T'_k - температура повітря перед охолоджувачем, що приймається рівною температурі на виході з компресора [37-40].

Тиск залишкових газів (p_r), МПа, Тиск залишкових газів у циліндрі двигуна p_r залежить від числа, розмірів і розташування клапанів, опору впускного й випускного трубопроводів, фаз газорозподілу, ступені наддування, швидкохідності двигуна й інших факторів. Для двигунів з високим наддуванням приймають: $p_r = (0,75 \dots 0,98)p_k$. Приймаємо [37-40]:

$$p_r = 0,750 \times p_k = 0,750 \times 0,360 = 0,270 \text{ МПа}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
						60
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Температура залишкових газів (T_r) для дизелів – 700...900 К. Слід урахувати, що збільшення α , i ϵ приводить до зниження T_r , а підвищення частоти обертання дизеля збільшує температуру залишкових газів [37-40]. Прийmemo $T_r = 610,0$ К [37-40].

Ступінь підігріву (охолодження) заряду у впускному тракті (ЛТ). Для дизелів з наддуванням $\Delta T = -5...10$ К. Необхідно враховувати, що при збільшенні діаметра циліндра D , частоти обертання колінчастого вала n , i ступені стиску ϵ величина T_r зменшується. Якщо впускний і випускний трубопроводи розміщені поруч або впускний трубопровід обладнаний підігрівом, то величину ΔT слід приймати ближче до верхньої межі. Враховуючи особливості конструкції впускного тракту двигуна-прототипу, прийmemo значення $\Delta T = 7$ К [37-40]

Тиск наприкінці процесу впуску, (p_a) МПа. Наявність опорів у впускному тракті призводить до зниження тиску p_a , що подається в циліндри, заряду на величину Δp_a . Для знаходження втрат тиску визначимо щільність заряду в циліндрі [37-40]:

$$\rho_{\kappa} = \frac{p_{\kappa} \cdot 10^6}{R_{\epsilon} \cdot T_{\kappa}} = \frac{0,360 \cdot 10^6}{287 \cdot 303,3} = 4,136 \text{ кг/м}^3,$$

де $R_{\epsilon} = 287$ кДж/(кг х К) газова постійна повітря [39].

Коефіцієнт опору ($c = \beta^2 + \zeta_{\text{вп}}$) враховуючий падіння швидкості свіжого заряду після входу його в циліндр і гідравлічні опори впускної системи двигуна, змінюється в межах 2,5...4,0. β - коефіцієнт загасання швидкості руху заряду, $\zeta_{\text{вп}}$ - коефіцієнт опору впускної системи в найбільш вузькому її перетині. Основний вплив на величину c виявляє частота обертання колінчастого вала. При збільшенні n коефіцієнт збільшується. Для розрахунку, враховуючи особливості конструкції базового двигуна, прийmemo $c = 2,5$ [39].

Втрати тиску за рахунок опору впускної системи можна визначити з рівняння Бернуллі. Приймавши нульову швидкість заряду на вході у впускну систему й зневажаючи зміною щільності заряду в процесі його руху,

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		61

одержимо [37-40]:

$$\Delta p_a = c \frac{\omega_{en}^2}{2} \rho_{\kappa} \cdot 10^{-6} = 2,50 \frac{25,0^2}{2} 4,136 \cdot 10^6 = 0,0032 \text{ МПа.}$$

$$p_a = p_{\kappa} - \Delta p_a = 0,360 - 0,0032 = 0,3568 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт залишкових газів ($\gamma_r = 0,025 \dots 0,06$) - характеризує якість очищення циліндра від продуктів згоряння й визначається як відношення числа молей залишкових газів до числа молів свіжого заряду. Без урахування продувки й дозарядки циліндра коефіцієнт залишкових газів для судових дизельних двигунів визначається за допомогою залежності [37-40]:

$$\gamma_r = \frac{(T_{\kappa} + \Delta T) \cdot p_r}{T_r (\epsilon_0 \cdot p_a - p_r)} = \frac{(303,3 + 7) \cdot 0,357}{610,0 (16,20 \cdot 0,357 - 0,270)} = 0,025 \text{ МПа.}$$

Температура наприкінці процесу впуску ($T_a = 310 \dots 450 \text{ К.}$) залежить від температури повітря після компресора T_{κ} , підігріву заряду ΔT , температури T_r і коефіцієнта залишкових газів γ [37-40].

$$T_a = \frac{T_{\kappa} + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{303,3 + 7,0 + 0,025 \cdot 610,0}{1 + 0,025} = 317,6 \text{ К.}$$

Коефіцієнт наповнення (η_v) є найважливішим показником якості процесів газообміну при впуску, визначається відношенням дійсної кількості свіжого заряду, що надійшов у циліндр, до тієї кількості заряду, що могло б поміститися в циліндрі при тиску й температурі середовища, з якої надходить заряд [37-40]:

$$\eta_v = M_d / M_0,$$

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		62

де M_d – дійсне число молів свіжого заряду в циліндрі;

M_0 - число молів свіжого заряду, що могло б поміститися в циліндрі при p_k і T_k .

Без врахування продувки й дозарядки циліндра для судових дизельних двигунів коефіцієнт наповнення дорівнює [37-40]:

$$h_v = \frac{T_k}{(T_k + DT)(e_0 - 1)} \left(\frac{e_0 p_a}{p_k} - \frac{p_r}{p_k} \right) =$$

$$= \frac{303,3}{(303,3 + 7)(16,20 - 1)} \left(\frac{16,20 \times 0,357}{0,360} - \frac{0,270}{0,360} \right) = 0,984.$$

Процес стискування. У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено. На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_1 величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі [37-40]. При виборі величини n_1 необхідно враховувати наступне [37-40]: зі збільшенням частоти обертання колінчатого валу n_1 збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску n_1 зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_1 збільшується; зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_1 збільшується [37-40].

Тиск наприкінці процесу стиску ($p_c = 12...17$ МПа) [37-40]:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon_0^{n_1} = 0,357 \cdot 16,20^{1,354} = 15,490 \text{ МПа}.$$

Температура наприкінці процесу стиску, ($T_c = 770,0...940,0$ К) [37-40]:

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
						63
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

$$T_c = T_a \cdot \epsilon_0^{n_1-1} = 317,6 \cdot 16,20^{1,354-1} = 851,2 \text{ К.}$$

Середня мольна ізохорна теплоємність свіжого заряду (c'_v). Для обчислення молярної теплоємності знайдемо відносну температуру заряду до кінця стиску [37-40]:

$$t_c = T_c - 273,15 = 851,2 - 273,15 = 578,0 \text{ К.}$$

Для спрощення розрахунків, середню молярну теплоємність горючої суміші приймають рівною теплоємності повітря. Для обчислення c'_v використовується емпірична залежність [37-40]:

$$c'_v = 20,088 + 3,7544 \cdot 10^{-3} t_c - 5,657 \cdot 10^{-7} t_c^2 =$$

$$20,088 + 3,7544 \cdot 10^{-3} \cdot 578,0 - 5,657 \cdot 10^{-7} \cdot 578,0^2 =$$

$$= 22,07 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}.$$

Процес згоряння. Для рішення цього рівняння задаємось або розрахуємо деякі параметри що характеризують процес згорання у дизелі [39].

Рівняння згоряння для дизелів має вигляд [37-40]:

$$\frac{\xi_z \cdot H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} + (\mu \cdot c'_v + 8,314\lambda)t_c = \mu(c''_v + 8,314)t_z.$$

Коефіцієнт молекулярної зміни свіжої суміші ($\mu = 1,03...1,06$) [37-40]:

$$\mu = \frac{M_2 + \gamma \cdot M_1}{M_1 + \gamma \cdot M_1} = \frac{1,252 + 0,025 \cdot 1,223}{1,223 + 0,025 \cdot 1,252} = 1,023.$$

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		64

Коефіцієнт ефективного тепловикористання (ξ_z) являє собою параметр який урахує втрати теплоти в процесі згорання. Величина змінюється на номінальному режимі для дизелів у наступних межах $\xi_z = 0,7...0,85$. При виборі даних для розрахунків варто враховувати зв'язок зазначених величин з режимом роботи двигуна. При підвищенні частоти обертання колінчатого вала дизеля значення ξ_z зростає з поліпшенням сумішоутворення й згорання палива [37-40]. Для двигунів ξ_z підвищується при збільшенні n до тих параметрів, поки зростання втрат теплоти за рахунок збільшення фази догорання палива не перевищить зменшення теплообміну за рахунок скорочення часу контакту гарячих газів зі стінками циліндра. Для розрахунку дизелю приймемо: $\xi_z = 0,950$ [37-40].

Середня мольної теплоємності продуктів згорання c_v'' в діапазоні температур $t_g = 1000...2800$ °С можна приблизно оцінити за допомогою апроксимуючих рівнянь для продуктів згорання дизельного двигуна [37-40]

$$c_v'' = 27,0211 + 0,002039t_z - 2,234\alpha,$$

Підставивши у рівняння згорання для дизелів відповідні значення параметрів, а замість c_v'' його рівняння отримаємо [37-40]:

$$\frac{0,950 \cdot 42500}{1,223(1 + 0,025)} + (1,023 \cdot 22,07 + 8,314 \cdot 1,355) \cdot 578,0 =$$

$$= (1,020(27,0211 + 0,002039t_z - 2,234 \cdot 2,475) + 8,314)t_z.$$

Рівняння згорання після підстановки вищевказаних величин перетворюється у квадратне, відносно t_z вигляду [37-40]:

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

$$0,002080t_z^2 + 30,39923t_z - 51617,56 = 0.$$

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		65

Вирішуючи квадратне рівняння, знаходимо температуру t_z в точці z [39]:

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4A \cdot C}}{2A} = \frac{-30,39923 + \sqrt{30,39923^2 + 4 \cdot 0,002080 \cdot 51617,56}}{2 \cdot 0,002080} = 1529,570 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тому що $t_z = T_z - 273,15$,

$$T_z = 1529,570 + 273,150 = 1802,720 \text{ К}.$$

Максимальна температура згоряння для дизельних двигунів – $T_z = 1700 \dots 1900 \text{ К}$. Отримане значення відповідає даному діапазону [37-40].

Теоретичний тиск наприкінці згоряння в суднових дизельних ДВЗ (p_z) .

Ступінь підвищення тиску (λ). При розрахунку згоряння в дизелі крім значення ξ_z необхідно задатися ступенем підвищення тиску λ . Значення λ залежить головним чином від типу сумішоутворення й форми камери згоряння й змінюється в дизелях з безпосереднім упорскуванням й об'ємним сумішоутворенням – $1,1 \dots 1,4$ [37-40]. При виборі λ варто пам'ятати, що при збільшенні ступеня підвищення тиску збільшується жорсткість роботи двигуна, ростуть навантаження деталей кривошипно-шатунного механізму, збільшуються втрати на тертя, зростає зношування двигуна. Для розрахунку задамо ступінь підвищення тиску характерну для прототипу: $\lambda \text{ дизеля} = 1,35$ [37-40].

$$p_z = p_c \cdot \lambda = 15,49 \cdot 1,355 = 20,99 \text{ МПа}.$$

Для дизельних двигунів p_z обмежується виходячи з міцності матеріалів елементів КШМ й у зв'язку зі зростанням механічних втрат у двигуні. Максимально припустимим прийнято вважати значення $p_z = 23 \text{ МПа}$. Розрахункове значення нижче максимально допустимого [37-40].

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		66

Ступінь попереднього розширення ($\rho = 1,2 \dots 1,7$) у суднових дизельних двигунів з комбінованим підведенням теплоти [37-40]:

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,020}{1,355} \cdot \frac{1802,720}{851,169} = 1,5944.$$

Процес розширення. Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним (усередненим) показником n_2 . Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується [37-40].

Тиск наприкінці розширення (p_v), МПа [7]. Для дизельного двигуна, щоб знайти тиск p_v спочатку необхідно визначити ступінь наступного розширення δ . Її знаходять із формули [37-40]:

$$\delta = \frac{\varepsilon_0}{\rho} = \frac{16,20}{1,594} = 10,16.$$

$$p_v = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{20,99}{10,16^{1,270}} = 1,104 \text{ МПа.}$$

Тиск наприкінці розширення для суднових дизелів $p_e = 0,9 \dots 1,2$ МПа

Температура наприкінці розширення ($T_e = 900 \dots 1000$ К), К для дизельного ДВЗ [37-40]:

$$T_v = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1802,720}{10,16^{1,270-1}} = 963,956 \text{ К.}$$

Тиск наприкінці розширення для суднових дизелів $p_e = 0,9 \dots 1,2$ МПа [39]

Процес випуску. При розрахунку процесу випуску були орієнтовно прийняті значення тиску p_r і температури T_r газів наприкінці випуску. Точність вибору цих величин можна перевірити, обчисливши температуру залишкових газів за допомогою формули [37-40]:

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		67

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{964,0}{\sqrt[3]{\frac{1,104}{0,27}}} = 602,7 \text{ К.}$$

Вихначемо похибку прийнятого допущення [37-40]:

$$D = \frac{602,7 - 610,0}{(610 / 100)} = -1,19\%$$

Індикаторні показники циклу. Середній індикаторний тиск (p_i), МПа,

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon_0 - 1} \left[\frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_0^{n_1 - 1}} \right) + \lambda (\rho - 1) \right] =$$

$$\frac{15,490}{16,20 - 1} \left[\frac{1,35 \cdot 1,594}{1,270 - 1} \left(1 - \frac{1}{10,16^{1,270 - 1}} \right) - \frac{1}{1,354 - 1} \times \right. \\ \left. \times \left(1 - \frac{1}{16,20^{1,354 - 1}} \right) + (1,35 \cdot 1,460) - 1 \right] = 2,809 \text{ МПа.}$$

Дійсний середній індикаторний тиск циклу трохи менше теоретичного внаслідок відмінності дійсної індикаторної діаграми від теоретичної. Зазначена відмінність ураховується коефіцієнтом повноти індикаторної діаграми φ . З урахуванням прийнятого коефіцієнта φ дійсний середній індикаторний тиск циклу дорівнює [37-40]:

$$p_i = \varphi \cdot p'_i = 0,924 \cdot 2,809 = 2,596 \text{ МПа.}$$

Індикаторний ККД для суднових двигунів, що працюють на рідкому нафтовому паливі ($\eta_i = 0,42 \dots 0,55$) [37-40]

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		68

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{\rho_k \cdot H_u \cdot \eta_v} = \frac{2,596 \cdot 14,28 \cdot 2,48}{4,136 \cdot 42500 \cdot 0,984} = 0,537.$$

Питома індикаторна витрата рідкого палива (g_i), г/(кВт·год.) [39]:

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} = \frac{3600}{42,50 \cdot 0,537} = 157,83,$$

де H_u - підставляємо в МДж/кг.

Межі зміни питомої витрати палива g_i на номінальному режимі для середньообертових дизелів $g_i = 150...170$ г/(кВт·год.). Отримане значення відповідає даному діапазону. *Питома індикаторна витрата рідкого палива (g_i), г/(кВт·год.) [37-40]:*

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} = \frac{3600}{48,200 \cdot 0,543} = 156,03$$

де H_u підставляємо в МДж/кг.

Ефективні показники двигуна. Середній ефективний тиск робочого циклу (p_e) визначається як різниця середнього індикаторного тиску циклу p_i і середнього тиску механічних втрат p_m [37-40]:

$$p_e = p_i - p_m.$$

Середній тиск механічних втрат представляє собою потужність, затрачувану на подолання тертя в КШМ, привод допоміжних механізмів, здійснення впуску й випуску, віднесену до одиниці робочого об'єму циліндра. Для визначення величини p_m використовується емпірична формула, що має загальний вид [37-40]:

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		69

$$p_m = A_p + B_p \cdot V_{n.c.p.}, \text{ МПа,}$$

де $V_{n.c.p.}$ – середня швидкість поршня, м/с;

A_p, B_p – коефіцієнти.

Залежно від конструктивних особливостей двигунів коефіцієнти A_p і B_p приймають різні значення. Для середньообертових дизелів з нерозділеною камерою згоряння $A_p = 0,105$; $B_p = 0,0120$ [37-40] .

Середня швидкість поршня $V_{n.c.p.}$ прийmemo – 10,20 м/с [37-40]

$$p_m = 0,105 + 0,012 \cdot 10,20 = 0,227 \text{ МПа.}$$

Визначимо *середній ефективний тиск p_e* [39]:

$$p_e = p_i - p_m = 2,596 - 0,227 = 2,368 \text{ МПа.}$$

Механічний ККД (η_m). Механічний ККД двигуна визначається як відношення середнього ефективного тиску до середнього індикаторного [39]:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{2,368}{2,6} = 0,912.$$

Ефективний ККД (η_e) [37-40]:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,573 \cdot 0,912 = 0,490$$

Питома витрата рідкого палива (g_e), г/(кВт·год.) [37-40]:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{157,834}{0,912} = 172,992 \text{ / (кВт} \times \text{год).}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
						70
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Уточнення вихідних параметрів дизеля за результатами розрахунку робочого процесу. Уточнюємо основні параметри і показники двигуна при встановленні акумуляторної системи впорскування палива [37-40]:

- робочий об'єм двигуна [39]:

$$V_{лц} = \frac{\pi D^2 S}{4 \times 10^6} = 88,68 \text{ дм}^3$$

- повний об'єм двигуна [39]:

$$V_{л} = V_{лц} i = 1064,16 \text{ кВм}$$

- ефективна потужність одного циліндра [37-40]:

$$N_{eц} = \frac{p_e V_{л} n}{30 \tau} = \frac{2,368 \times 1064,16 \times 500}{30 \times 4} = 1049,97 \text{ кВм}$$

- повна потужність N_e [37-40]:

$$N_e = N_{eц} i = 10499,7 \times 12 = 12599,65 \text{ кВм}$$

- обертовий момент [37-40]:

$$M_e = \frac{3 \times 10^4 \times N_e}{\pi n} = \frac{3 \times 10^4 \times 12599,65}{3,142 \times 500} = 2406044,7 \text{ Н} \times \text{м}$$

- годинна витрата палива [39]:

$$G_T = N_e \times g_e \times 10^{-3} = 12599,65 \times 172,99 \times 10^{-3} = 2179,62 \text{ кг / год}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
						71
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

- середня швидкість поршня, м/с [37-40]:

$$V_{п.ср.} = \frac{Sn}{30000} = \frac{610 \times 500}{30000} = 10,2 \text{ м/с}$$

Перевіримо похибку в частині прийнятого раніше допущення середньої швидкості поршня [37-40]:

$$\Delta = \frac{10,2 - 10,2}{(10,20/100)} = -0,3\%$$

Побудова індикаторної діаграми. Діаграму розрахункового циклу дизельного двигуна будуємо у такий послідовності. Залежно від необхідних розмірів діаграми приймають масштаб тисків m мм/МПа, і вибирають довжину відрізка, що відповідає робочому об'єму циліндра V_s . Об'єми циліндра в характерних точках індикаторної діаграми або відрізки діаграми, що відповідають цим об'ємам, обчислюють залежно від робочого об'єму циліндра V_s з наступних співвідношень [37-40]:

– об'єм камери стиску [39]:

$$V_c = \frac{V_{L_{ц}}}{\varepsilon - 1} = 101,33 / (16,20 - 1) = 6,67 \text{ дм}^3.$$

– об'єм циліндра на початку стиску [37-40]:

$$V_a = V_c + V_s = 6,67 + 101,3 = 108,0 \text{ дм}^3.$$

Після чого розрахункові значення наносмо на вісь абсцис [37-40].

За віссю ординат – у відповідному масштабі тисків відкладемо координати характерних точок циклу: $a, c, c', c'', z, z', b, b', b''$ [39].

Дані для побудови політропи стиску й розширення знайдемо аналітичним способом. Для цього весь робочий об'єм поділимо на частині й

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
						72
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

визначимо проміжне значення об'ємів V_i . Для забезпечення точності побудови візьмемо відносно невеликі проміжки між V_i розбивши весь об'єм на 40 ділянок. Проміжне значення тисків визначимо по формулах [37-40]:

– на лінії стиску [39]:

$$p_{ci} = p_a \left(\frac{V_a}{V_i} \right)^{n_1};$$

– на лінії розширення [39]:

$$p_{bi} = p_b \left(\frac{V_a}{V_i} \right)^{n_2}.$$

Розрахунки проміжних значень тисків і температур представимо у табл. 3.2. Для скорочення табличних даних представимо отримані значення із кроком розбивки всього об'єму на 40 ділянок [37-40].

Розрахункову індикаторну діаграму скруглюємо, тому що в реальному двигуні за рахунок випередження samozapalювання робоча суміш запалюється до приходу поршня у ВМТ і підвищує тиск наприкінці процесу стиску. Процес видимого згоряння відбувається при об'ємі, що постійно збільшується. Відкриття випускного клапана до приходу поршня у ВМТ знижує тиск наприкінці розширення, а також має місце процес випуску й наповнення робочого циліндра. Положення точки c' залежить від кута початку впорскування палива c'' , а положення точки c орієнтовно визначається за формулою [37-40]:

$$p_{c'} = (1,15 \dots 1,25) p_c = 1,067 \cdot 12,34 = 13,17 \text{ МПа.}$$

Положення крапки z' залежить від ступеня попереднього розширення. Положення крапки b визначає кут випередження випуску, крапку b' звичайно розташовують між крапками b і a [37-40]. Зводимо результати розрахунку (рис. 3.5) у табл. 3.3 [37-40].

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
						73
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Таблиця 3.2 – Дані для побудови індикаторної діаграми

Точка	Геометричні данні		Лінія стиску	Лінія розшир
	ε	V_i	p_{ci}	p_{vi}
0	1,00	108,00	0,357	1,10
1.	1,02	105,47	0,368	1,14
2.	1,05	102,93	0,381	1,17
3.	1,08	100,40	0,394	1,21
4.	1,10	97,87	0,408	1,25
5.	1,13	95,33	0,422	1,29
6.	1,16	92,80	0,438	1,34
7.	1,20	90,27	0,455	1,39
8.	1,23	87,73	0,473	1,44
9.	1,27	85,20	0,492	1,49
10.	1,31	82,67	0,512	1,55
11.	1,35	80,14	0,534	1,61
12.	1,39	77,60	0,558	1,68
13.	1,44	75,70	0,584	1,75
14.	1,49	72,54	0,612	1,83
15.	1,54	70,00	0,642	1,92
16.	1,60	67,47	0,675	2,01
17.	1,66	64,94	0,710	2,11
18.	1,73	62,40	0,750	2,22
19.	1,80	59,87	0,793	2,34
20.	1,88	57,34	0,841	2,47
21.	1,97	54,80	0,894	2,61
22.	2,07	52,27	0,953	2,78
23.	2,17	49,74	1,019	2,96
24.	2,29	47,20	1,094	3,16
25.	2,42	44,67	1,179	3,39
26.	2,56	42,14	1,276	3,65
27.	2,73	39,61	1,388	3,95
28.	2,91	37,07	1,518	4,30
29.	3,13	34,54	1,671	4,70
30.	3,38	32,01	1,852	5,18
31.	3,67	29,47	2,071	5,75
32.	4,01	26,94	2,339	6,44
33.	4,43	24,41	2,674	7,30
34.	4,94	21,87	3,101	8,40
35.	5,59	19,34	3,664	9,82
36.	6,43	16,81	4,432	11,73
37.	7,57	14,27	5,529	14,44
38.	9,20	11,74	7,205	18,51
39.	11,74	9,21	10,015	20,99
40.	16,20	6,67	15,490	20,99

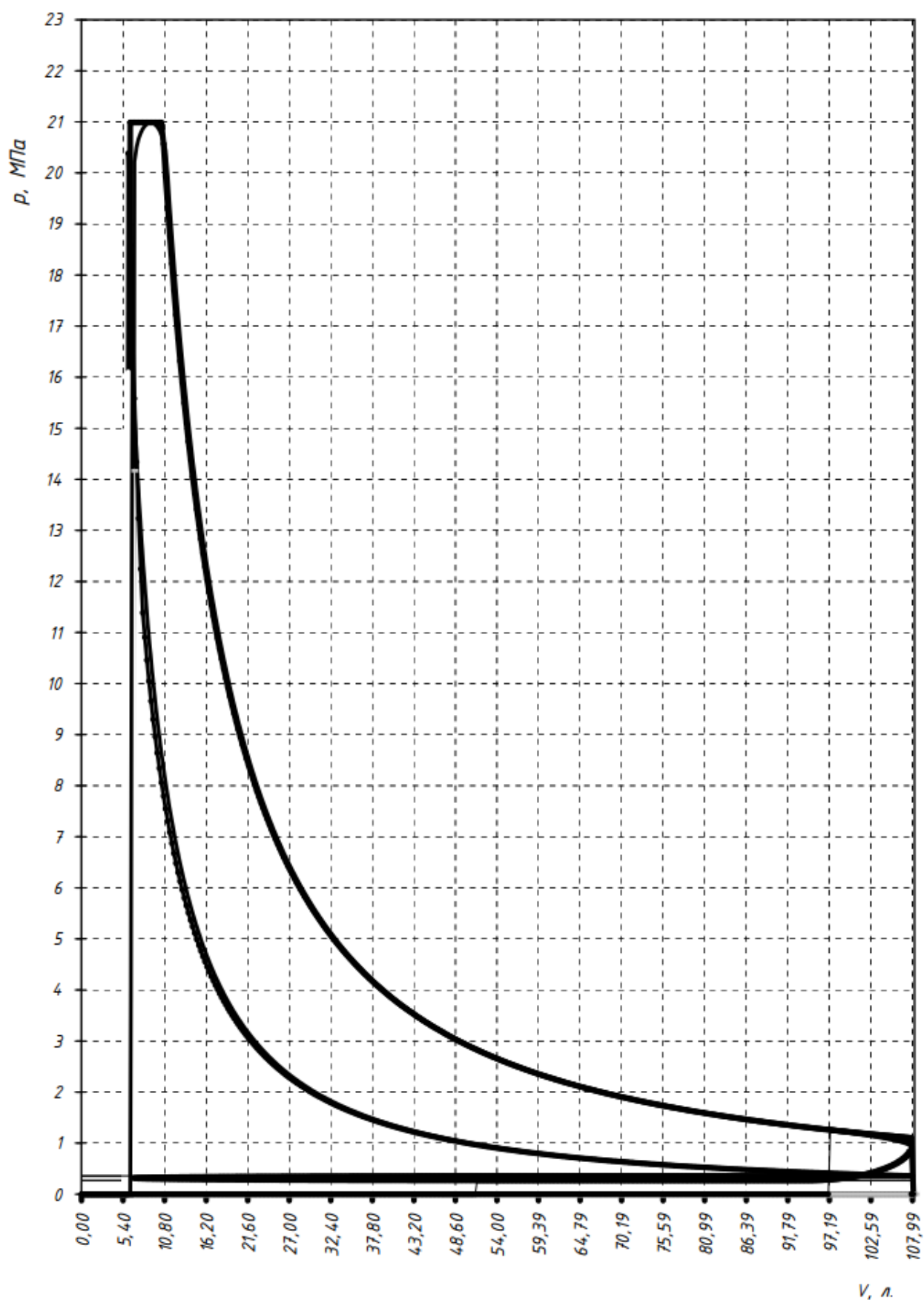


Рисунок 3.5 – Результати теплового розрахунку суднового двигуна:
індикаторна діаграма робочого процесу в pV -координатах

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ

Арк

75

Таблиця 3.3 - Результати виконаного теплового розрахунку [37-40]

Параметр	Значення параметра	
	штатна система	аккумуляторна система впорскування
Температура повітря після ТКР, T_k, K	303,3	303,3
Температура наприкінці процесу впуску, T_a, K	317,6	317,6
Температура залишкових газів, T_r, K	602,7	602,7
Температура наприкінці стиску, T_c, K	851,2	851,2
Температура (максимальна) згоряння, T_z, K	1802,72	1802,72
Температура наприкінці розширення, T_b, K	963,956	963,956
Питома витрата палива (g_e), г/(кВт·год)	172,99	172,99
Ефективна повна потужність, кВт	11999,02	12599,65
Годинна витрата палива, кг/год	2075,7	2179,62

Висновок. В результаті модернізації системи подачі палива були застосовані нові алгоритми керування процесом впорскування дизельного палива і застосована замість звичайної штатної системи впорскування палива в судновому двигуні система аккумуляторного впорскування палива суднового двигуна МаК. При цьому покращились ефективні показники головного двигуна МАК 12М43С судна «AIDAprima» в діапазоні навантажувально-швидкісних режимів в умовах експлуатації. Тобто цілі модернізації у кваліфікаційній роботі були досягнуті. В результаті встановлення аккумуляторної системи впорскування забезпечується повна оптимізація протікання робочого процесу дизеля в діапазоні навантажувально-швидкісних режимів судна в умовах експлуатації за експлуатаційною характеристикою. При цьому відбувається незначне підвищення потужності суднового двигуна при незначному підвищенні витрати палива. Завдання до кваліфікаційної роботи виконані в повному обсязі.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Охорона праці

4.1.1 Нормативно-правова та законодавча база охорони праці на суднах. Закон України «Про охорону праці», визначає основні положення по реалізації конституційного права громадян на охорону їх життя і здоров'я в процесі трудової діяльності, що регулює, за участю відповідних органів, відношення між керівниками підприємства, чи організації уповноважених органів і робітником з питань безпеки і гігієни праці, середовища виробництва і встановлює єдиний порядок з охорони праці на Україні [34-36, 43].

До нормативно-технічної бази з охорони праці при роботі у МКВ судна відносяться наступні, спеціально розроблені, документи:

- 1) Правила технічної експлуатації суднових енергоустановок;
- 2) Правила технічної експлуатації суднових електроустановок;
- 3) Правила устрою й безпечної експлуатації парових і водогрійних котлів та судин під тиском;
- 4) Правила пристрою й безпечної експлуатації суднових двигунів внутрішнього згоряння;
- 5) Правила техніки безпеки при експлуатації суднового тепломеханічного й електричного встаткування.

Міжнародні документи [34-36, 43]:

ІМО 2011 – міжнародний нормативно-правовий документ, який вступив в силу в 2011 році. Згідно з ІМО 2011 будуть посилені норми викидів в атмосферу, порівняно з 2000 роком.

Марпол 2006 – міжнародна конвенція щодо запобігання забруднення морського середовища суднами.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
						77
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

СОЛАС 74 – конвенція по охороні життя людини на морі. Основні цілі конвенції СОЛАС – визначення мінімальних стандартів по конструкції, обладнанню та плаванню судин, відповідаючи за їх безпеку.

Також до цього списку можна додати МКУБ (ISMcode), ПДНВ (STCW 95/98) та інструкції, що розробляються спеціально роботодавцем.

4.1.2 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів у машинному відділенні. На людину в процесі його діяльності можуть впливати різні небезпечні й шкідливі фактори. Судно в комплексі з наявністю в ньому різного устаткування і механізмів являє собою об'єкт підвищеної небезпеки зі значною кількістю небезпечних і шкідливих факторів. До числа цих факторів відносяться:

Таблиця 4.1 - Потенційні небезпеки й шкідливі фактори на судні [43]

Види потенційно можливих небезпечних і шкідливих виробничих факторів				
1. Фізичні виробничі фактори:				
1.1. Шкідливі:				
- шум; - вібрація; - наявність електромагнітних полів; - підвищена загазованість; - підвищене виділення тепла; - підвищена вологість.				
1.2. Небезпечні:				
- небезпека вибуху; - небезпека виникнення пожежі; - небезпека ураження електрострумом; - відкрито рухаються й обертаються частини машин.				
2. Хімічні виробничі фактори:				
2.1. Шкідливі:				
- подразнюючі речовини: кислоти, луги, розчинники, кислі гази.				
2.2. Небезпечні:				
- канцерогенні речовини: сполуки алюмінію, бензин, гас, 3,4-бенз(α)пирен (міститься у вихлопних газах двигунів).				
3. Біологічні виробничі фактори:				
3.1. Небезпечні:				
- бактерії.				

Дані фактори створюють: устаткування й засоби за допомогою, яких людина обробляє об'єкт, сам об'єкт, а також умови праці. Основними джерелами небезпечних і шкідливих факторів при експлуатації валогенераторної установки на судах СТМ є електричні машини й системи автоматичного керування. Розглянемо дані фактори докладніше [34-36, 43].

Одним з таких факторів є живлення 380 В трифазним змінним струмом для електродвигунів і 220 В однофазним змінним струмом для системи автоматизації. Електричні машини є джерелом вібрації. Вібрація негативно позначається на людях, що перебувають у приміщенні, і працюючі в зоні підвищеної вібрації люди можуть занедужати віброхворобою. По нормативних документах, рівень шуму повинен бути залежним від октавної смуги в межах 92...108 дБ, устаткування повинне безвідмовно працювати при вібраціях із частотою 3...50 Гц і амплітудою в 1 мм. Шкідливим фактором є також рівень шуму, що нормує документом для рівня шуму є державний стандарт [34-36, 43].

Для дотримання умов мікроклімату передбачені системи вентиляції й опалення. Сприятливими для роботи є умови при відносній вологості в 40...60% і температурі 18...22 °С. У робочих умовах, однією з найважливіших умов є освітленість робочого місця, нормованим значенням освітленості вважається освітленість в 200 лк. Відповідно до вимог діючих стандартів робоче місце повинне забезпечувати максимально можливу зручність проведення робіт у положенні сидячи й стоячи. Кут зору для охопту інформаційного поля повинен бути не більше 120°. Робоча зона повинна бути не менш 1 м. Завдяки математичному моделюванню, стає можливим істотно зменшити вплив небезпечних і шкідливих факторів на персонал при випробуваннях і наступній експлуатації валогенераторної установки суден, завдяки вибору оптимального режиму роботи [34-36, 43].

Підвищена запиленість і загазованість. З основних забруднень, що можуть бути присутні у МВ – вуглеводні, сірчаний і сірчистий ангідрид, у

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		79

концентрації вище, ПДК діють на організм людини. За діючим стандартом встановлені ПДК шкідливих речовин у повітрі робочої зони [34-36, 43].

Захист – вентиляція, а також газо-пилоуловлюючі засоби індивідуального захисту й устаткування [34-36, 43].

Температура повітря, вологість, швидкість повітря. Підвищена температура повітря в робочому приміщенні викликає швидку стомлюваність організму, перегрів. Це веде до зниження працездатності і може стати причиною травматизму. Низька температура може викликати місцеве чи загальне охолодження організму. Для підтримки нормальної температури передбачається вентиляція з підігрівником і охолоджувачем повітря. Для підтримки гарного самопочуття людей немаловажне значення має температура поверхонь, огорожуючих приміщень. Щоб їхнього відпрівання вона повинна бути не нижче температури повітря в приміщенні більш ніж 6°C і не менше крапки роси [34-36, 43].

Освітленість. У МВ судна застосовується штучне освітлення. Нерівномірність освітлення робочих місць підвищує стомлюваність органів зору від частоті переадаптації зору – при перекладі погляду з більш освітленої поверхні на менш освітлену. Наявність тіней на робочих поверхнях, а також близькості, відбитої від робочих поверхонь устаткування. Створюють несприятливі умови для роботи органів зору. Найкращий розподіл світла на робочих місцях створює загальне освітлення. При аварійному висвітленні освітленість робочих поверхонь повинна бути не менш 25 % установлених для робочого освітлення норм, а на сходінках трапа і проходах – не менш 5 лк. Норми освітленості регламентуються діючими нормами штучного освітлення на судах морського флоту ГОСТ 2506-81. У МВ загальне освітлення на палубі згідно цих норм повинне бути не менш 20 лк, на шкалах приладів – 75 лк, на сходінках трапа – 20 лк [34-36, 43].

Запобігання пожежі на судні. Головною метою боротьби з пожежею є – швидке взяття її під контроль та гасіння, яке можливе лише в тому випадку,

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		80

коли вогнегасний засіб доставлений до пожежі швидко й в достатній кількості. Це можливо забезпечити за допомогою стаціонарних систем пожежогасіння.

Вуглекислий газ - широко розповсюджений засіб пожежогасіння на судах. Ліквідація пожеж у суднових приміщеннях вуглекислим газом здійснюється методом об'ємного гасіння. Для підвищення ефективності гасіння рекомендується герметизація приміщенні, у яких застосовується вуглекислота [34-36, 43].

Будучи в 1,5 рази важчим за повітря, вуглекислий газ може проникати в місця, важко доступні для інших засобів пожежогасіння під плити машинних і котельних відділень, в обмежені простори вантажних трюмів, танків, паливних цистерн, спеціальних суднових комор, і т.д [34-36, 43].

На судах вуглекислота зберігається в сталевих балонах місткістю 30...40 л, у яких вона перебуває в рідкому стані. Для суднових систем вуглекислотного пожежогасіння, що працюють при тиску порядку 12,5 МПа, прийнято використовувати стандартні балони місткістю 40 л, що містять по 25 кг вуглекислоти. Балони розміщують групами по 8...16 шт. у вертикальному положенні головками нагору. Вони повинні бути надійно закріплені в місцях, розташованих удалині від житлових і службових приміщень, тому що вуглекислота ставиться до задущлиивих газів і при високій концентрації в повітрі (22 % і вище) небезпечна для життя [34-36, 43].

При виході з балонів і раптовому розширенні вуглекислота випаровується, перетворюючись у газ. При цьому обсяг її збільшується більш ніж в 500 разів. Частина вуглекислоти в результаті переохолодження переходить у твердий стан – сніжні пластівці, які, потрапляючи у вогнище горіння, миттєво перетворюються в газ. Вуглекислий газ, опускаючись до вогнища пожежі й обволікаючи палаючі речовини й предмети, витісняє повітря й знижує в такий спосіб зміст кисню в зоні горіння. У зв'язку із цим горіння припиняється. Ефективність пожежогасіння досягається при досить високій концентрації вуглекислоти в атмосфері приміщення (22...23%) [43].

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		81

4.1.3 Розрахунок приточно-витяжної вентиляції в машинно-котельному відділенні

Вибір виду вентиляції залежить від типу й призначення судна, району його плавання, а також від потужності суднової енергетичної установки. Тип вентиляції й кратність повітрообміну залежать від призначення приміщень, що обслуговуються вентиляцією, і визначаються часом перебування в них людей, а також рівнем загазованості й надлишкових тепловиділень [34-36, 43].

Кратність повітрообміну n показує, скільки разів переміняється повітря в приміщенні за одну годину і визначається за рівнянням [34-36, 43]:

$$n = L/V, \quad (4.1)$$

де L — обсяг подаваного в приміщення або видаленого з нього повітря, м³/год;

V — об'єм робочого приміщення, $V = 19000$ м³.

Подача повітря розраховується за виразом [34-36, 43]:

$$L = Q_{\text{заг}} / (c \cdot \gamma \cdot \Delta T), \quad (4.2)$$

де $Q_{\text{заг}}$ — сумарні явні тепловиділення від обладнання, що знаходиться в машинному відділенні, Вт;

c — питома теплоємність повітря, Дж/(кг·К), $c = 1,01 \cdot 10^3$ Дж/(кг·К);

γ — густина повітря, при 20 °С і нормальному атмосферному тиску $\gamma = 1,3$ кг/м³;

ΔT — допустима різниця повітря між зовнішнім повітрям та повітрям у машинному відділенні, $\Delta T_{\text{літо}} = 12^\circ\text{C}$, $\Delta T_{\text{зима}} = 27^\circ\text{C}$.

Кількість тепла, що потрапляє до машинного відділення від головного двигуна розраховуємо за виразом [34-36, 43]:

$$Q_T = K_T \cdot N_e \cdot B \cdot q_e, \quad (4.3)$$

де K_T – коефіцієнт, що враховує кількість тепла, що виділяється дизелем.

При водо-водяній системі охолодження $K_T = 0,02$. В залежності від моделей двигуна, необхідна кількість відведеного тепла може досягати до 5 % від тепла, що підводиться паливом;

N_e – ефективна потужність дизелів, кВт, $N_e = 48000$ кВт;

B – нижча теплота згоряння, $B = 42500$ кДж/кг;

g_e – питома витрата палива, кг/(кВт·год), $g_e = 0,173$ кг/(кВт·год).

Тоді:

$$Q_T = 0,02 \cdot 42500 \cdot 48000 \cdot 0,173 = 7058400 \text{ кДж/год.}$$

Кількість витяжного повітря з МО підраховується як різниця приточного повітря й повітря, споживане працюючими головними двигунами (якщо двигуни забирають повітря з МВ) [34-36, 43]:

$$L'_e = L_b - L_d, \text{ м}^3/\text{год} \quad (4.4)$$

Кількість повітря, споживаного двигунами [34-36, 43]:

$$L_d = 14,6 \cdot g_e \cdot \alpha \cdot N_e, \text{ м}^3/\text{год} \quad (4.5)$$

де α – коефіцієнт надлишку повітря, $\alpha = 2,4$.

Тоді $L_d = 14,6 \cdot 0,173 \cdot 2,48 \cdot 48000 = 300671,2 \text{ м}^3/\text{год.}$

Підставляємо отримані значення в (4.2), проводимо розрахунок [34-36, 43]:

$$L_{\text{літо}} = Q_{\text{заг}} / (c \cdot \gamma \cdot \Delta T) = 7058400 / (1,01 \cdot 1,3 \cdot 12) \approx 447981,7 \text{ м}^3/\text{год.}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		83

$$L_{\text{зима}} = Q_{\text{заг}} / (c \cdot \gamma \cdot \Delta T) = 7058400 / (1,01 \cdot 1,3 \cdot 27) \approx 199102,98 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Підставляємо отримані значення, та проводимо розрахунок:

- для літа $L'_g = 447981,7 - 300671,2 = 147310,5 \text{ м}^3/\text{год.}$
- для зими $L'_g = 199102,98 - 300671,2 = -101568,22 \text{ м}^3/\text{год.}$

Розрахункова кратність вентиляції машинного відділення становить для літа [34-36, 43]

$$n_{\text{літо}} = L_{\text{літо}} / V = 147310,5 / 19000 \approx 7,75 \text{ год}^{-1}.$$

На судні встановлено систему вентиляції машинного відділення, що забезпечує умови праці.

Цей розрахунок виконаний з метою визначення необхідної кількості циркулюючого повітря в машинному відділенні згідно загальних санітарно-гігієнічних умов даної кількості циркулюючого повітря вистачає для підтримки метеорологічних умов на оптимальному рівні а встановленої потужності вентиляторів марки SMC8 – 100 дозволяють підтримувати необхідні параметри в межах 40...60 % при наявності повітряного опалення, у літню пору нормалізується. Для підтримки необхідних параметрів повітря у МКВ на судні застосована система приливно-витяжної вентиляції та опалення.

Мікроклімат у машинному відділенні визначається наступними параметрами: вологість, температура, рухливість повітря, тиск повітря, теплота, що виділяється від нагрітого повітря, устаткування та механізмів [34].

Підвищена температура повітря в робочому приміщенні викликає швидку стомлюваність організму, перегрів. Це веде до зниження працездатності і може стати причиною травматизму. Низька температура викликати місцеве чи загальне охолодження організму. Для підтримки нормальної температури передбачається вентиляція з підігрівником і охолоджувачем повітря. Для гарного самопочуття людей немаловажне

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		84

значення має температура робочих поверхонь. Щоб уникнути їхнього впливу температура повинна бути не нижче температури повітря допустимого в приміщенні и не менше крапки роси [34-36, 43].

4.1.4. Розрахунок штучного освітлення в машинному відділенні.

Завданням розрахунку є визначення кількості ламп типу ПВЛП для освітлення робочих місць в машинному відділенні [34-36, 43].

Світловий потік групи ламп Φ_{λ} , Лм, у МВ світильника з люмінесцентними лампами розраховують за формулою [34-36, 43]:

$$\sum \Phi_{\lambda} = \frac{E_{\min} \times S \times K_z \times Z}{N \times \eta},$$

де $E_{\min} = 150 \text{ лк}$ - нормована мінімальна освітленість для МВ [34-36, 43]:

Освітлювана площа приміщення МВ [34-36, 43]

$$S = A \times B = 2,2 \times 4 = 8,8 \text{ м}^2$$

де $Z = 1,1$ коефіцієнт мінімальної освітленості МВ, [34-36, 43];

$K_z = 1,2$ - коефіцієнт запасу освітлення [34-36, 43];

Число світильників у МВ:

$$N = \frac{S}{L^2}$$

Відстань від стелі до робочої поверхні МВ [34-36, 43]

$$H_0 = H - h_p = 3,2 - 1,65 = 1,55 \text{ м}$$

де $H = 3,2 \text{ м}$ - висота приміщення МВ [34-36, 43];

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		85

$h_p = 1,65 \text{ м}$ - висота робочої поверхні МВ [34-36, 43].

Відстань від стелі до світильника у МВ [34-36, 43]

$$h_c = 0,2 \times H_o = 0,2 \times 1,55 = 0,31 \text{ м}$$

Висота підвішування світильника у МВ над освітлюваною поверхнею [43]

$$h = H_o - h_c = 1,55 - 0,31 = 1,24 \text{ м}$$

Для досягнення найбільшої рівномірності освітлення у МВ приймаємо [34-36, 43]:

$$L / h = 1,5$$

Тоді відстань між центром світильників у МВ [34-36, 43]

$$L = 1,5 \times h = 1,5 \times 1,24 = 1,86 \text{ м}$$

Число світильників у МВ [34-36, 43]:

$$N = \frac{S}{L^2} = \frac{2,2 \times 4}{1,86^2} = 2,6$$

Приймаємо 3 світильника у МВ [34-36, 43].

Індекс приміщення МВ [34-36, 43]

$$i = \frac{AB}{h(A+B)} = \frac{4 \times 2,2}{1,24(4+2,2)} = 1,1$$

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
						86
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

4.2 Безпека в надзвичайних ситуаціях

4.2.1 Боротьба з пожежами на суднах

Сучасне судно насичене горючими матеріалами, електроустаткуванням. Виконання вимог пожежної безпеки (попередження пожеж) на судні, знання й уміння боротися з пожежею є обов'язковими для всього екіпажу [34-36, 43].

Капітан судна відповідає за створення атмосфери співробітництва, необхідної для забезпечення пожежної безпеки його судна [34-36, 43].

На судні повинна бути розроблена «Програма попередження пожежі на судні», що містить наступні розділи: заняття й неофіційні співбесіди; періодичні перевірки; технічне обслуговування й ремонт; оцінка дій і заохочення [34-36, 43].

Місця для паління на судні визначаються капітаном, обладнаються відповідним чином. Слід враховувати й те, що в портах можуть діяти місцеві правила, що регламентують паління й протипожежні заходи, про що члени екіпажу повинні бути попереджені завчасно [34-36, 43].

Використання штатних і переносних електронагрівальних приладів, електропобутових приладів і телерадіоапаратури визначається капітаном судна із призначенням відповідальних осіб за контроль їх безпечного стану й використання [34-36, 43].

Виконання всіх видів робіт, використання механізмів і електроінструментів проводиться з дозволу відповідальних осіб і з відома вахтової служби. Електроінструменти після завершення робіт прибираються до місць їх постійного зберігання [34-36, 43].

Зберігання легкозаймистих рідин (ЛЗР), обтиральних матеріалів і інших легкозаймистих матеріалів постачання проводиться в спеціальних приміщеннях і місцях під контролем відповідальних осіб [34-36, 43].

Обтиральний матеріал після використання й інше технічне й побутове сміття необхідно збирати в спеціальних місткостях й здавати на берегові збирачі. Знищення сміття в інсинераторах проводиться з дозволу

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		87

відповідальної особи й відома вахтової служби із заповненням необхідних документів про операцію [34-36, 43].

Суднові роботи, пов'язані з відкритим вогнем (зварюванням і різанням металів), проводяться тільки з письмового дозволу капітана судна під контролем старшого механіка й вахтової служби [34-36, 43].

Системи й засоби гасіння пожежі, виявлення пожежі й сигналізації про пожежу завжди повинні бути в робочому стані. Вахтова й дозорна служба судна зобов'язані контролювати справність зазначених систем [34-36, 43].

Кожний член екіпажу, а командний склад особливо, зобов'язано знати: правила використання протипожежних систем і засобів, наявних на судні; характеристики вогнегасних речовин і обмеження їх застосування, токсичність вогнегасників; основи хімічних процесів горіння (ланцюгову реакцію горіння); умови виникнення й підтримки пожежі (пожежний трикутник і тетраедр, роль кисню й теплоти в руйнуванні пожежного трикутника й тетраедра); причини виникнення й шляхи поширення пожежі судном; типи горючих речовин; небезпечні фактори пожежі (полум'я, теплота, гази й дим); основні класи пожеж (А, В, С і D і їх комбінації); структуру й вражаючі фактори продуктів неповного згоряння горючої речовини (водяна пара, двоокис вуглецю, окис вуглецю й інші); правила використання ізолюючих засобів захисту органів дихання й шкіри, наявних на судні; конструкцію систем вентиляції приміщень, місця вимикання вентиляторів, перекриття вентиляційних закриттів [34-36, 43].

Дії при боротьбі з пожежами. Основною метою боротьби з пожежами на судні є: порятунок пасажирів і екіпажу; локалізація пожежі (запобігання поширення небезпечних факторів пожежі судном, вибухів парів ЛЗР, балонів зі стисненим газом, небезпечних вантажів); гасіння пожежі всіма наявними засобами; способами збереження остійності й запасу плавучості [34-36, 43].

Тактика боротьби з пожежами містить у собі: оголошення пожежної тривоги; при можливості, огляд аварійного району для уточнення місця, типу палаючої речовини, інтенсивності пожежі; визначення порядку виконання дій

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		88

з порятунку пасажирів і екіпажу, локалізації й боротьби з пожежею, видаленню води, що накопичується при гасінні пожежі [34-36, 43].

Огляд аварійного району проводиться розвідниками тільки в тих випадках, коли необхідно провести пошук потерпілих у цьому районі й у випадках, коли зволікання із запровадженням у дію стаціонарних і переносних засобів гасіння пожежі не вплине на хід розвитку пожежі (наприклад, при задимленні приміщення й повільному росту температури повітря в приміщенні). Порядок проведення огляду визначає командир АП за вказівкою капітана судна. Спорядження розвідників (використання ізолюючих засобів захисту органів дихання й шкіри, страхувальних пристосувань, аварійного інструмента й засобів для евакуації потерпілих) визначається командиром АП виходячи з конкретної обстановки [34-36, 43].

Фактор часу при пожежі відіграє вирішальну роль. Після виявлення загоряння необхідно негайно вжити заходів з його гасіння. Неправильна оцінка небезпеки пожежі, зволікання з гасінням пожежі на судні, як правило, приводить до розвитку пожежі, до матеріального збитку й загибелі людей.

Для прискорення гасіння пожежі капітан може змінити організацію збору АП і направити першого готового пожежника до місця пожежі.

Способи, прийоми й засоби гасіння пожежі необхідно обирати виходячи з місця пожежі, його інтенсивності й розмірів, фізико-хімічних властивостей палаючих матеріалів, що є в наявності засобів гасіння пожежі, кількості екіпажу, з метою загасити пожежу в мінімальний час [34-36, 43].

Висновки. У даному розділі розглянуті шкідливі і небезпечні фактори, що діють у машинних приміщеннях судна, параметри мікроклімату у цих приміщеннях, дії екіпажу із запобігання вказаних факторів і дотримання діючих норм, а також проведено розрахунок системи приточно-витяжної вентиляції і штучного освітлення.

ВИСНОВКИ

У ході підготовки та написання магістерської роботи було проаналізовано найбільш суттєві конструктивні особливості сучасного суднового двигуна моделі МАК 12М43С. На підставі проведеного аналізу розроблено ряд заходів щодо поліпшення умов подачі дизельного (важкого) палива для розглянутого двигуна, а саме: проаналізовано основні тенденції розвитку сучасних дизелів, що використовуються у якості головних; проаналізовано основні тенденції розвитку сучасних систем подачі палива двигунів; виконаний тепловий розрахунок роботи головного суднового дизеля на дизельному паливі з базовою і акумуляторною системою подачі палива. Розроблено комплекс заходів щодо забезпечення безпеки персоналу в надзвичайних ситуаціях.

Результаті розрахунку дозволяють сподіватися, що запропоновані технічні рішення є ефективними і ведуть до покращення показників двигуна. Так, запропонована модернізація системи подачі дизельного палива, що викликана зміною базової системи впорскування двигуна на акумуляторну систему впорскування дозволить повноцінно використовувати судно при здійсненні пасажирських перевезень.

Крім того, встановлення акумуляторної системи впорскування забезпечує повну оптимізацію протікання робочого процесу дизеля в діапазоні навантажувально-швидкісних режимів в умовах експлуатації за зовнішньою швидкісною характеристикою. При цьому не відбувається зниження потужності суднового двигуна при незначному збільшенні витрати палива. В цілому цілі, що ставились в роботі досягнуті.

Виконані основні розрахунки з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
						90
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Mazing, M.V. New-generation diesel accumulator fuel systems of the "Common Rail" type / M.V. Mazing, F.I. Pinsky, O.V. Olisevich // Mobile equipment. - M.: NAMI, 2004. - No. 1. - P. 31-36.
2. Accumulator fuel systems with electrically controlled hydraulically driven pump-injectors / A.S. Khachiyan, S.V. Boyko, L.N. Golubkov et al. // Increasing the efficiency of automobile and tractor engines: collection of scientific papers / MADI. - M., 1995. - P. 39-49.
3. Golubkov, L.N. Development of control system elements and study of an accumulator fuel system with electrohydraulic injectors / L.N. Golubkov, N.A. Solenov, D.A. Mikhalchenko, P.V. Dushkin // Bulletin of MADI. - 2012. - No. 3 (30). - P. 20-27.
4. Grekhov, L.V. Fuel equipment of diesel engines with electronic control: textbook-practical manual / L.V. Grekhov. - M.: Legion-Avtodata, 2003. - 176 p.
5. Marchenko, A.P. Trends in the development of injectors of accumulator fuel systems of the Common Rail type / A.P. Marchenko, D.V. Meshkov, I.V. Rykova // Internal combustion engines: All-Ukrainian scientific and technical journal. - 2005. - No. 1. - P. 68-74.
6. Ter-Mkrtichyan, G.G. Current status and development prospects of fuel equipment for automotive and tractor diesel engines / G.G. Ter-Mkrtichyan, M.V. Mazing // Engine building. - 2014. - No. 1. - P. 30-35.
7. Grekhov, L.V. Fuel equipment and control systems of diesel engines: a textbook for universities / L.V. Grekhov, N.A. Ivaschenko, V.A. Markov. - M.: LegionAvtodata, 2004. - 344 p.
8. Khachiyan, A.S. Accumulator fuel system with electrically controlled hydraulically driven pump-injectors of a new generation / A.S. Khachiyan, S.N. Alekseev, A.B. Alekseev // Prospects for the development of piston engines in the 21st century: Coll. sci. t. / MADI. – M., 2002. – P. 73-86.

					<i>ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ</i>	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		91

9. Badami, M. Influence of injection pressure on the performance of a diesel engine with a Common Rail fuel injection system / M. Badami, P. Nuccio, G. Trucco // SAE Technical Paper. – 1999. – № 1999 – 01 – 0193. – 18 p.

10. Schöppe, D. Delphi Common Rail system with Direct Acting Injector / D. Schöppe, S. Zülch, M. Hardy, D. Geurts, R.W. Jorach, N. Baker // MTZ Worldwide. – 2008. – V. 69. – P. 32–38.

11. Shekhovtsov, A.F. Processes in advanced diesel engines / A.F. Shekhovtsov. – Kharkov: Publishing house “Osnova” at Kharkov University, 1992. – 352 p.

12. Senghaas, C. New platform based Common Rail injector for MTU series 1163 / C. Senghaas, M. Ligensa, K. Reischmann // XXVII CIMAC World Congress. – Shanghai, 2013. – № 101. – 7 p.

13. Dunin, A.Yu. Study of the working process of the Common Rail fuel system with multiple injection / Dunin A.Yu., Gorbachevsky E.V., Dushkin P.V., Zaykov I.A. // Journal of Automotive Engineers. - 2018. - No. 5 (112). - P. 4-7.

14. Wloka, J. Injection spray visualization for 3000 bar Diesel injection / J. Wloka, C. Potsch, G. Wachtmeister // XXIV Conference of the Institute for Liquid Atomization and Spray Systems. – 2011. – 10 p.

15. Grekhov, L.V. Design, calculation and technical service of diesel fuel supply systems: textbook / L.V. Grekhov, I.I. Gabitov, A.V. Negovora. - M.: Legion-Avtodata, 2013. - 292 p.

16. Diesel fuel systems / V.I. Trusov. - M.: Mashinostroenie, 1995. - 182 p.

17. Catania, A.E. Parametric study of hydraulic layout effects on Common-Rail multiple injections / A.E. Catania, M. Manno, A. Ferrari // ASME Internal Combustion Engine Division 2005 Fall Technical Conference. – Ottawa, 2005, № ICEF 2005–1288. – 11 p.

18. Markov, V.A. Toxicity of exhaust gases of diesel engines / V.A. Markov, R.M. Bashirov, I.I. Gabitov. - 2nd ed., revised. and enlarged. - M.: Publishing house of Moscow State Technical University named after N.E. Bauman, 2002. - 376 p.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
						92
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

19. Pflaum, Entwicklung und untersuchung eines brennverfahrens für niedrigstemissionen bei dieselmotoren: Doktor-Ingenieurs Dissertation / Pflaum S.B. – München, 2011.

20. Under Pressure // Automotive Technology. – Режим доступа: URL: <http://www.automotive-technology.co.uk/?m=201311> (дата обращения: 05.07.2016).

21. Zhivlyuk G. E. Operational Features of Common Rail Fuel Supply Systems of Marine Engines / G. E. Zhivlyuk, A. P. Petrov // Bulletin of the Admiral S. O. Makarov State University of Maritime and Inland Shipping. - 2018. - Vol. 10. - No. 1. - P. 201–220. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-1-201-220.

22. Ivanov M. Yu. Modern Medium- and High-Speed Diesel Engines with Electronic Control Systems / M. Yu. Ivanov, V. A. Shishkin, A. P. Petrov // Engine Manufacturing. - 2006. - No. 4. - P. 40–45.

23. Melnik G. V. Electronic control systems of internal combustion engines and their components / G. V. Melnik // Engine building. - 2010. - No. 4. - P. 39–52.

24. Zhivlyuk G. E. Experience in operating a DEU with ultra-high-pressure accumulator fuel supply systems / G. E. Zhivlyuk, A. P. Petrov // Collection of abstracts of reports of the national annual scientific and practical conference of the faculty of the Admiral S. O. Makarov State University of Maritime and Inland Waters. - St. Petersburg: Adm. S. O. Makarov State University of Maritime and Inland Waters, 2017. - P. 48–49.

25. Soccol S. High-pressure components of common-rail system / S. Soccol, W. Brühmann // Diesel Engine Management. - Springer Vieweg, Wiesbaden, 2014. - Pp. 128–151. DOI: 10.1007/978-3-658-03981-3_13.

26. Leonhard R. Injection Technology for Marine Diesel Engines / R. Leonhard, M. Parche, C. Kendlbacher // MTZ worldwide eMagazine. - 2011. - Vol. 72. - Is. 4. - Pp. 10–17. DOI: 10.1365/s38313-011-0035-z.

27. Kampichler D.I.G. Industrial and Marine Engines / D.I.G. Kampichler, I.H. Bülte, I.F. Koch, K. Heim // Handbook of Diesel Engines. - Springer, Berlin, Heidelberg, 2010. - Pp. 559–608. DOI: 10.1007/978-3-540- 89083-6_18.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
						93
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

28. Zhivlyuk G.E. Status and Prospects for Improving Common Rail Fuel Injection Systems / G.E. Zhivlyuk, A.P. Petrov // Bulletin of the Admiral S.O. Makarov State University of Maritime and Inland Shipping. - 2016. - No. 1 (35). - P. 108–123. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-1-108-123.

29. Petrov A.P. Development of Electronic Control Systems for Marine Internal Combustion Engines / A.P. Petrov, G.E. Zhivlyuk // Bulletin of the Admiral S.O. Makarov State University of Maritime and Inland Shipping. - 2015. - No. 5 (33). - P. 152–169. DOI: 10.21821/2309-5180-2015-7-5-152-169.30. Asada K. Improving Internal Fatigue Strength of the Rail for Diesel Engine Common Rail System / K. Asada, M. Usui, R. Kusanagi, E. Watanabe, K. Mizuno. - SAE Technical Paper, 2000. - № 2000-01-0707. DOI: 10.4271/2000-01-0707.

31. Thumser R. Investigation on defect distribution and its statistical evaluation for case hardened material states / R. Thumser, S. Kleemann, J. W. Bergmann, A. Kleemann // International Journal of Fatigue. - 2012. - Vol. 41. - Pp. 52–56. DOI: 10.1016/j.ijfatigue.2012.01.024.

32. Kendlbacher C. Advanced injection systems for large marine and industrial engines / C. Kendlbacher, D. Blatterer, M. Bernhaupt // MTZ industrial. - 2015. - Vol. 5. - Is. 1. - Pp. 42–49. DOI: 10.1007/s40353-015-0509-6.

33. MAN Diesel & Turbo - Common Rail. Design & Field Experience [Електронний ресурс]. - Режим доступу: <https://ru.scribd.com/document/348692064/man-common-rail-pdf> (дата звернення: 22.04.2017).

34. AIDAPERLA Technical Operating Manual IMO: 9636967 Issue 1 - April 2017, Produced by Worldwide Marine Technology Limited / www.wmtmarine.com. info@wmtmarine.com. - 966 p.

35. <https://www.marinetraffic.com/ru/ais/details/ships/shipid:4940653/mmsi:247385300/imo:9636967/vessel:AIDAPERLA>

36. <https://www.vesselfinder.com/ru/vessels/AIDAPERLA-IMO-9636967-MMSI-247385300>

37. Двигуни внутрішнього згоряння: Теорія поршневих та комбінованих

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		94

двигунів. Підручник для втузів за спеціальністю Двигуни внутрішнього згоряння / Вирубов Д.М., Іващенко Н.А., Івін В.І. та ін; За ред. Орліна А.С., Круглова М.Г. - 4-те вид., Перероб. та дод. - К.: Машинобудування, 1983. – 372 с.

38. Білоусов Є. Ст. Паливні системи сучасних суднових дизелів: Навчальний посібник. -Херсон, 2016. – 256 с

39. Білоусов Є.В. Суднові двигуни внутрішнього згоряння. Тепловий, кінематичний, динамічний та міцнісний розрахунок ДВС. Методичний посібник для виконання курсового проекту. Херсон: вид. ХДМІ – 2008. – 138 с.

40. Возницький, І.С. Паливна апаратура суднових дизелів: конструкція, перевірка стану та регулювання. – СПб.: Вид-во ГМА ім. адм. З. О. Макарова, 2005. – 134 с.

41. Кахт І.О. та ін. Охорона праці на морському транспорті. - М.: Транспорт, 1975. - 263 с.

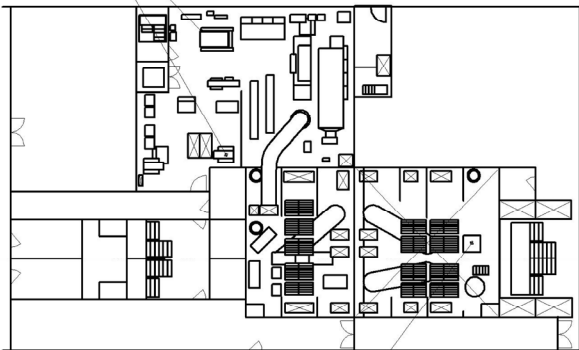
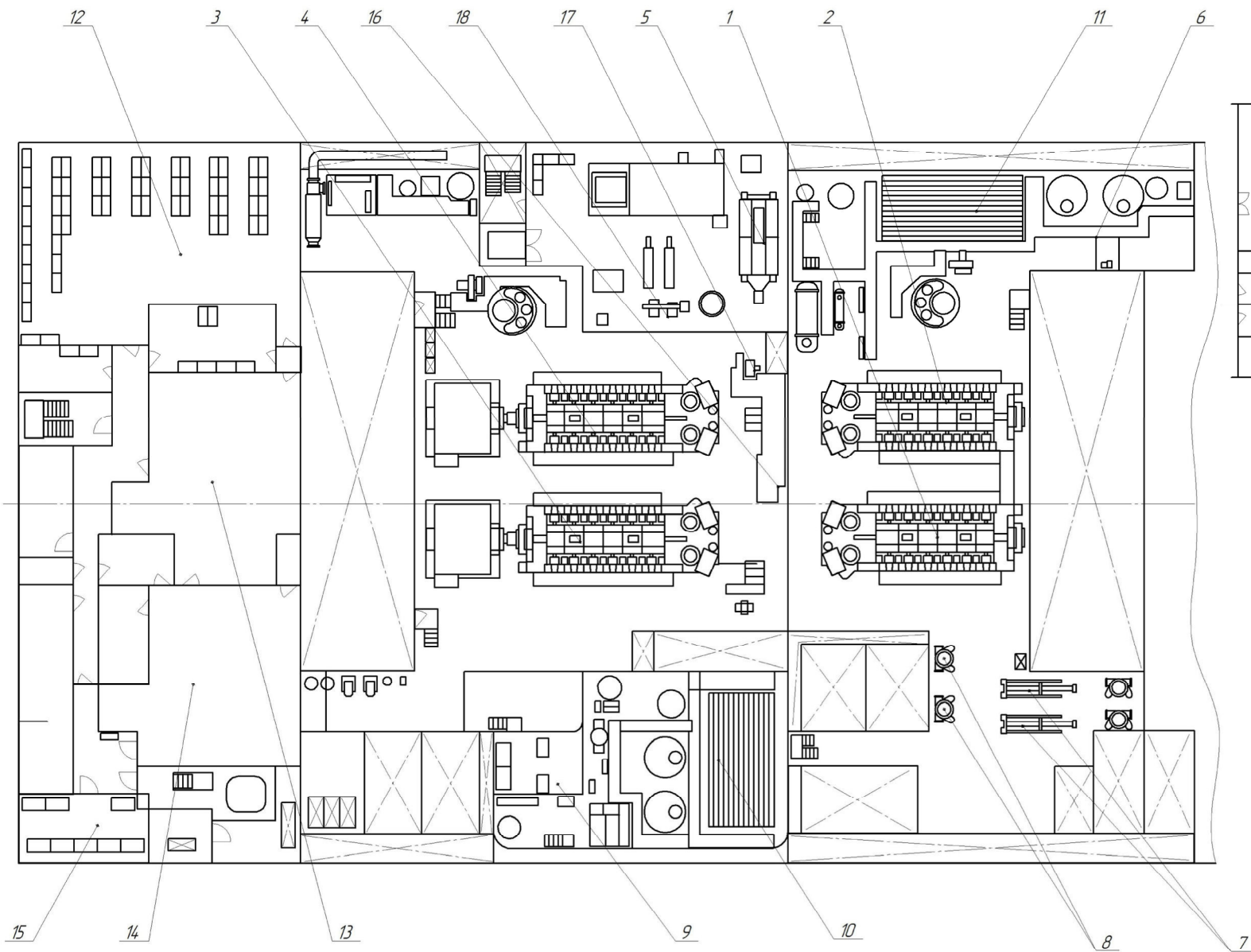
42. Emission control technologies for ocean going vessels (OGVs) / Н. Hefazi, Н. R. Ranai. - California State University, 2008. - 71 p.

43. Іванов Б.М., Колегаєв М.О., Касілов Ю.І., Іванов О.І. Основи охорони праці на морському транспорті. Підручник для студентів вищих навчальних закладів.- Одеса: КОМПАС,2003.-416с.

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
						95
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Додатки

					ПННІ НУК 131.61.23.17. ПЗ	Арк
						96
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		



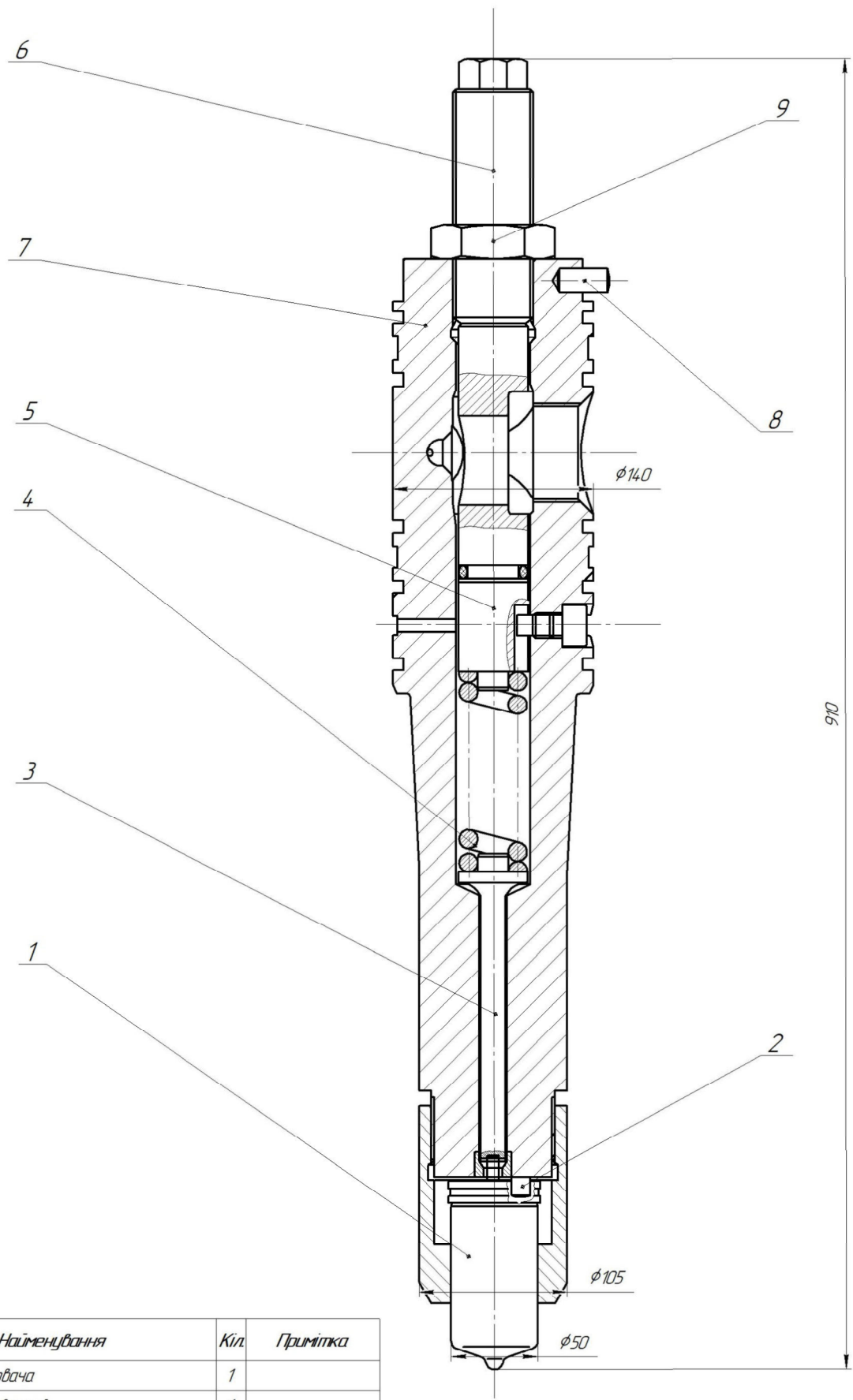
Поз	Найменування	Кіл	Примітка
1	Головний двигун №1	1	
2	Головний двигун №2	1	
3	Головний двигун №3	1	
4	Головний двигун №4	1	
5	Шлякозбирач	1	
6	Побітряний шляз вентиляційного		
	вентилятору з фільтром	1	
7	Головний кулер ІТ контуру	2	
8	Водяний охолоджувач циркуляційного насосу	2	
9	Акумуляторне приміщення		
	з вентиляційною установкою	1	
10	Головний нагнійний теплообмінник №1	1	
11	Головний нагнійний теплообмінник №2	1	
12	Електрична майстерня	1	
13	Моторне відділення	1	
14	Відділення контрольних засобів моторного відділення	1	
15	Ємності газового аналізу (N2 і CO2)	1	
16	Підігрівач вихлопних газів	1	
17	Випускний газовий вентилятор	1	
18	Система підготовки газового палива	1	
19	Підрізювач	2	
20	Танк розширення НТ контуру FW	1	

ПНН НУК 1316123.17.01									
План розташування механізмів у машинотельному відділенні судна									
Лист	Всього	№ Визнач.	Поз.	Вит.	Лист	Всього	№ Визнач.	Поз.	Вит.
Розроб.	Чабанюк А.С.				Лист	Всього	№ Визнач.	Поз.	Вит.
Проєкт.	Чабанюк ІІ				Лист	Всього	№ Визнач.	Поз.	Вит.
Лист	Чабанюк ІІ				Лист	Всього	№ Визнач.	Поз.	Вит.
Начальник	Чабанюк ІІ				Лист	Всього	№ Визнач.	Поз.	Вит.
Вибір	Васильченко В.В.				Лист	Всього	№ Визнач.	Поз.	Вит.



Тип двигуна	4-тактний, дизельний, 12-циліндровий
Форма двигуна	V – подібний
Турбонаддув	турбонагнітач пастійного тиску
Діаметр циліндра, мм	430
Хід поршня, мм	610
Номінальна потужність, кВт	12000
Частота обертання коліньчастого валу	
при номінальній потужності, хв ⁻¹	500
Швидкість поршня, м/с	10,2

[illegible]

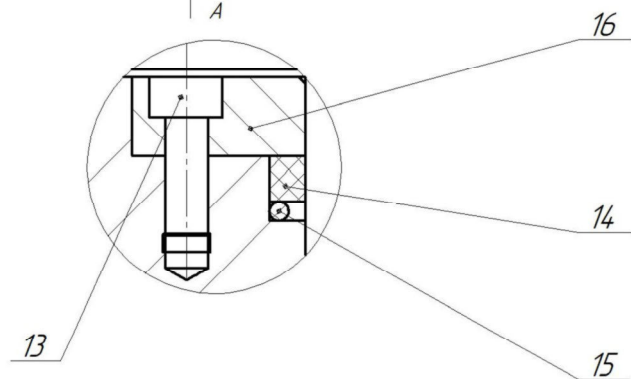
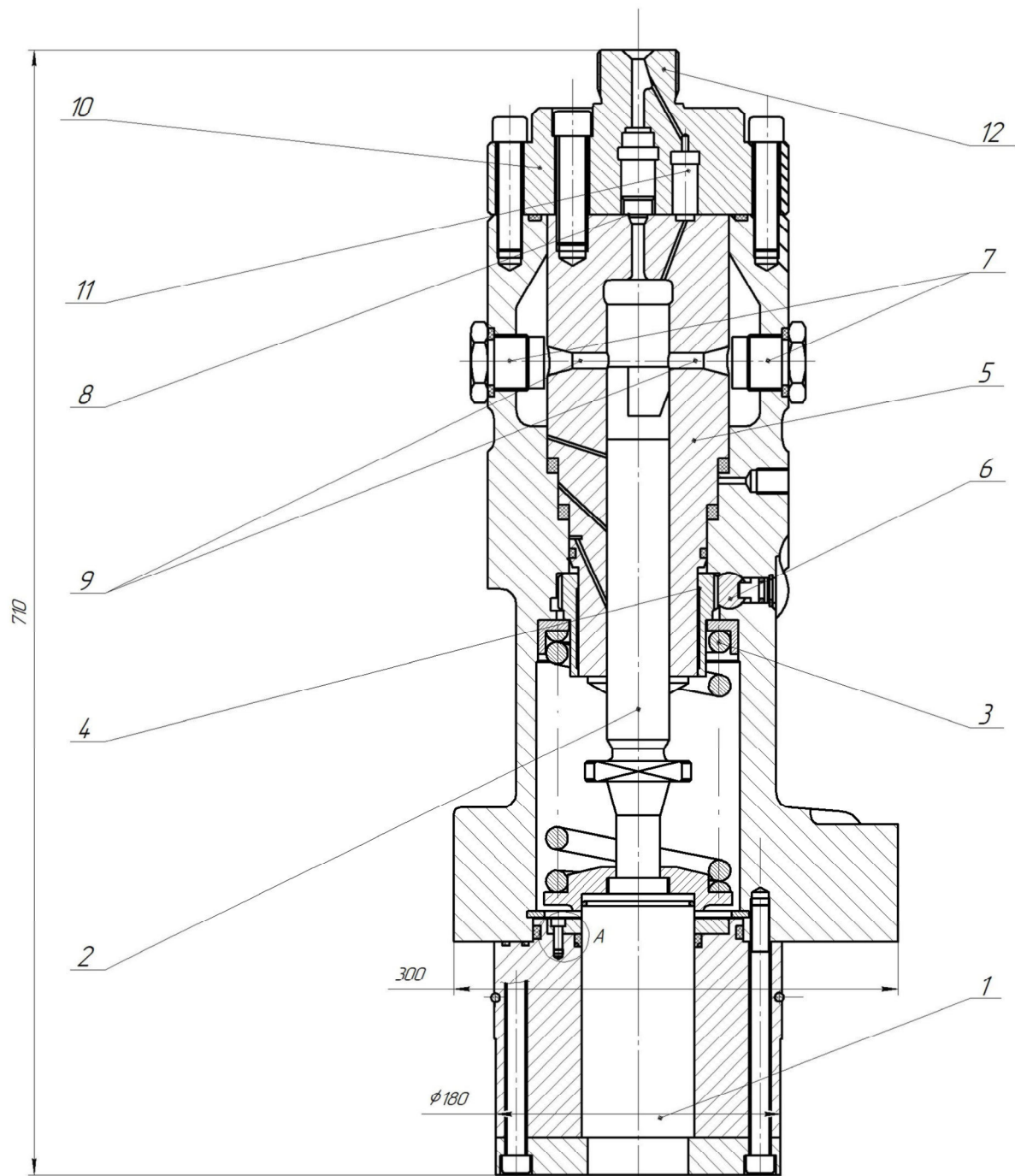


Лист 1	Лист 2
Лист 3	Лист 4
Лист 5	Лист 6
Лист 7	Лист 8
Лист 9	Лист 10
Лист 11	Лист 12
Лист 13	Лист 14
Лист 15	Лист 16
Лист 17	Лист 18
Лист 19	Лист 20
Лист 21	Лист 22
Лист 23	Лист 24
Лист 25	Лист 26
Лист 27	Лист 28
Лист 29	Лист 30
Лист 31	Лист 32
Лист 33	Лист 34
Лист 35	Лист 36
Лист 37	Лист 38
Лист 39	Лист 40
Лист 41	Лист 42
Лист 43	Лист 44
Лист 45	Лист 46
Лист 47	Лист 48
Лист 49	Лист 50
Лист 51	Лист 52
Лист 53	Лист 54
Лист 55	Лист 56
Лист 57	Лист 58
Лист 59	Лист 60
Лист 61	Лист 62
Лист 63	Лист 64
Лист 65	Лист 66
Лист 67	Лист 68
Лист 69	Лист 70
Лист 71	Лист 72
Лист 73	Лист 74
Лист 75	Лист 76
Лист 77	Лист 78
Лист 79	Лист 80
Лист 81	Лист 82
Лист 83	Лист 84
Лист 85	Лист 86
Лист 87	Лист 88
Лист 89	Лист 90
Лист 91	Лист 92
Лист 93	Лист 94
Лист 95	Лист 96
Лист 97	Лист 98
Лист 99	Лист 100

Лист 101	Лист 102
Лист 103	Лист 104
Лист 105	Лист 106
Лист 107	Лист 108
Лист 109	Лист 110
Лист 111	Лист 112
Лист 113	Лист 114
Лист 115	Лист 116
Лист 117	Лист 118
Лист 119	Лист 120
Лист 121	Лист 122
Лист 123	Лист 124
Лист 125	Лист 126
Лист 127	Лист 128
Лист 129	Лист 130
Лист 131	Лист 132
Лист 133	Лист 134
Лист 135	Лист 136
Лист 137	Лист 138
Лист 139	Лист 140
Лист 141	Лист 142
Лист 143	Лист 144
Лист 145	Лист 146
Лист 147	Лист 148
Лист 149	Лист 150
Лист 151	Лист 152
Лист 153	Лист 154
Лист 155	Лист 156
Лист 157	Лист 158
Лист 159	Лист 160
Лист 161	Лист 162
Лист 163	Лист 164
Лист 165	Лист 166
Лист 167	Лист 168
Лист 169	Лист 170
Лист 171	Лист 172
Лист 173	Лист 174
Лист 175	Лист 176
Лист 177	Лист 178
Лист 179	Лист 180
Лист 181	Лист 182
Лист 183	Лист 184
Лист 185	Лист 186
Лист 187	Лист 188
Лист 189	Лист 190
Лист 191	Лист 192
Лист 193	Лист 194
Лист 195	Лист 196
Лист 197	Лист 198
Лист 199	Лист 200

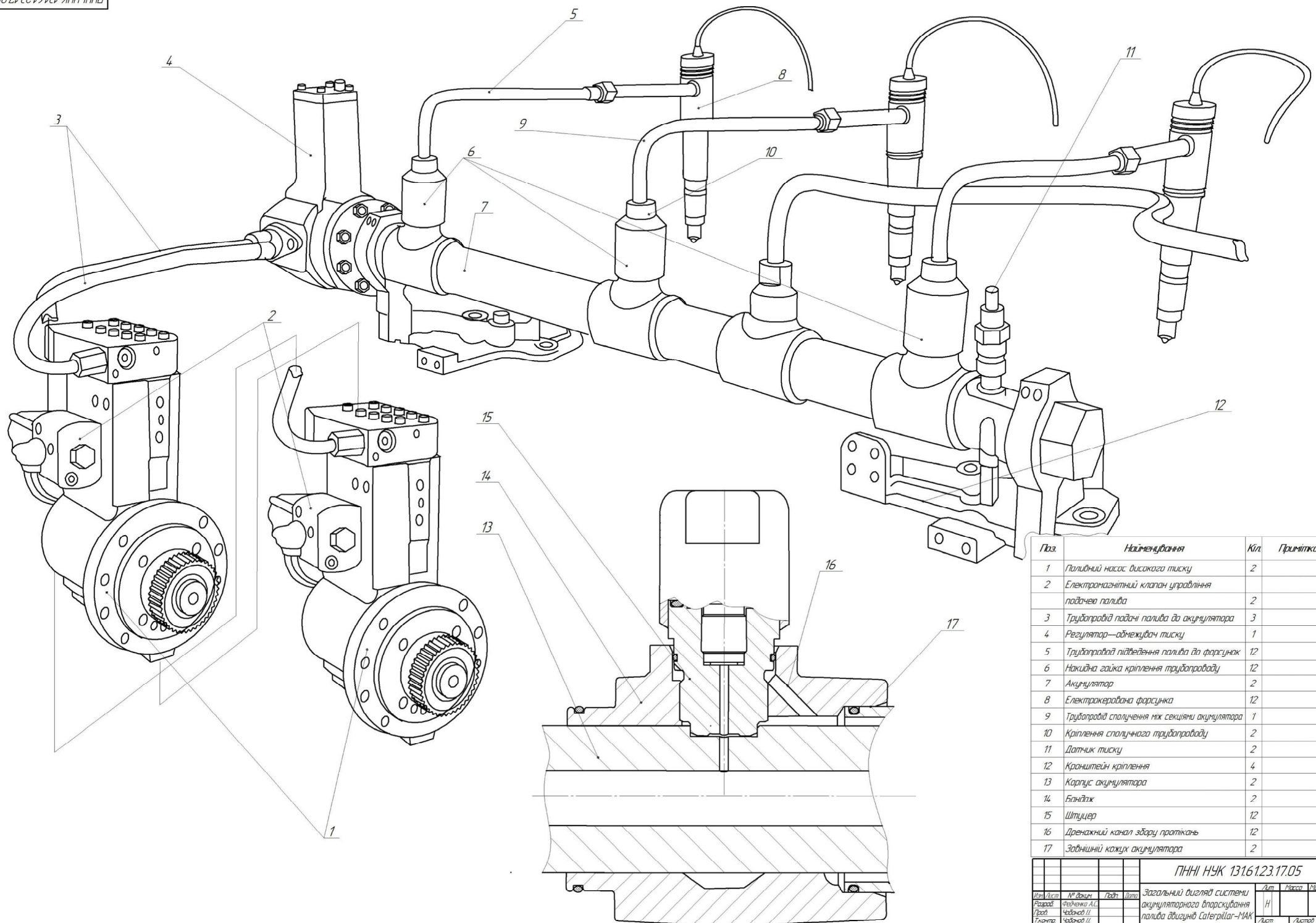
Поз.	Найменування	Кіл.	Примітка
1	Корпус розпилювача	1	
2	Штифт установочний	1	
3	Штанга приводу голчастого клапану	1	
4	Навантажуюча пружина	1	
5	Упор навантажуючої пружини	1	
6	Гвинт регулювання переднього затулювання навантажуючої пружини	1	
7	Корпус форсунки	1	
8	Установочний штифт	1	
9	Стопорна гайка	1	

ПННІ НУК 1316.123.17.03			
Лист	Маса	Масштаб	
1	120		
Лист	Листов	1	
Форсунка середньобертового суднового двигуна МАК 12М43С			
Лист	Маса	Масштаб	
1	120		
Лист	Листов	1	
Копіювати			
Формат А2			

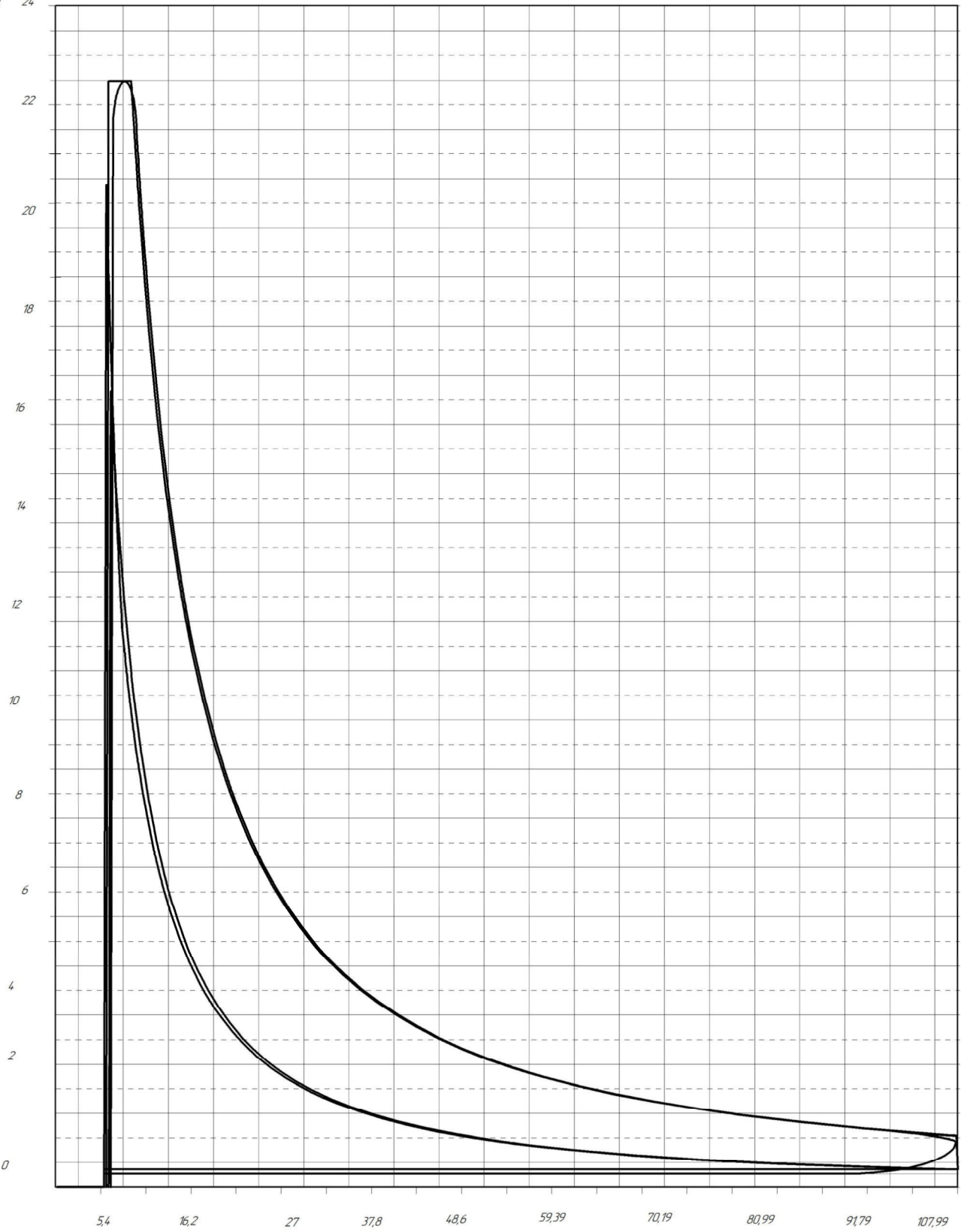


Поз.	Найменування	Кіл.	Примітка
1	Шток штовхача	1	
2	Плунжер	1	
3	Зворотня пружина	1	
4	Втулка розворота плунжера		
	с зубчастим сектором	1	
5	Втулка плунжера	1	
6	Зубчастая рейка керування		
	подачею палива	1	
7	Противакавітаційний демпфуючий пристрій	2	
8	Нагнітальний клапан	1	
9	Наповнюючі (зливні) вікна	2	
10	Кришка насоса	1	
11	Реверсивний клапан	1	
12	Приєднувальний отвір трубопровода високого тиску допоміжної форсунки	1	
13	Гвинт фіксуючий	1	
14	Ущільнення	1	
15	Пружинне ущільнення	1	
16	Регулююча шайба	1	

ПННІ НУК 1316123.17.04				Лист	Маса	Масштаб
Паливний насос високого тиску суднового дизеля 12 М43С				Н		1:20
Изм. Лист	№ док.м.	Підп.	Дата	Лист	Листов	1
Разрб.	Федченко А.С.					
Проб.	Чабанов ІІ					
Т.контр.	Чабанов ІІ					
Н.контр.	Чабанов ІІ					
Утв.	Нестеренко В.В.					



Поз.	Найменування	Кіл.	Примітка
1	Паливний насос високого тиску	2	
2	Електромagnetний клапан управління подачею палива	2	
3	Трубопровід подачі палива до акумулятора	3	
4	Регулятор—обмежувач тиску	1	
5	Трубопровід підведення палива до форсунок	12	
6	Нахійна гайка кріплення трубопроводу	12	
7	Акумулятор	2	
8	Електрокарабана форсунки	12	
9	Трубопровід сполучення між секціями акумулятора	1	
10	Кріплення сполучного трубопроводу	2	
11	Датчик тиску	2	
12	Кранштейн кріплення	4	
13	Корпус акумулятора	2	
14	Баніаж	2	
15	Штуцер	12	
16	Дренажний канал збору протікань	12	
17	Забірний калух акумулятора	2	



V, л

Результати виконаного розрахунку

Параметр	Значення	
	Базова система	Акумуляторна система вприскування
Температура робочого тіла		
Температура повітря після ТКР, Тк	303,3	303,3
Температура наприкінці процесу впуску, Та	317,6	317,6
Температура залишкових газів, Тг	602,7	602,7
Температура наприкінці стиску, Тс	851,2	851,2
Температура (максимальна) згоряння, Тз	1802,72	1802,72
Температура наприкінці розширення, Тв	963,956	963,956
Літова витрата палива, ge, г/(кВт год)	172,99	172,99
Ефективна потужність, кВт	11999,02	12599,65
Година витрата палива, кг/год	2075,7	2179,62

ПННІ НУК 1316.123.17.06			
Результати розрахунку двигуна 12М4.3С фірми Caterpillar-MAK			
Лист	№ докум.	Лист	Всього
Розроб.	Степанюк А.С.		
Проб.	Чабанов ІІ		
Лектор	Чабанов ІІ		
Нормир.	Чабанов ІІ		
Уніт.	Васильченко В.В.		
Лист	Н	Листа	1
Копіювати		Формат А1	