

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

«30» 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Застосування змінного режиму вприскування палива при зміні навантаження головних двигунів MAN 9L32/44CR судна забезпечення «Skandi Acergy»

Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-23

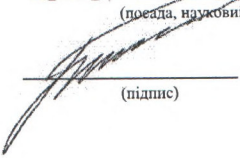

(підпис)

Ковальчук І.В.

Керівник роботи:

проф. кафедри ЕМ, д.т.н., проф.

(посада, науковий ступень, вчене звання)


(підпис)

Білоусов Є.В.

Первомайськ - 2024 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет 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 Ковальчук Іван Вікторович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи: Застосування змінного режиму вприскування палива при зміні навантаження головних двигунів MAN 9L32/44CR судна забезпечення «Skandi Acergy»

Керівник роботи Білоусов Євген Вікторович, д.т.н., проф.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджено: розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2024 року № 53.

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

3. Вихідні дані до роботи: Як об'єкт дослідження пропонується розглянути можливість підвищення ефективності експлуатації судових середньооборотних дизелів, що працюють на важкому паливі. Зокрема пропонується розробити заходи щодо підвищення паливної економічності, шляхом модернізації системи вприску палива головного двигуна.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Розробці підлягають питання пов'язані з удосконаленням закону подачі палива у середньооборотних дизелів з та змін до їх робочого процесу.

9. Перелік графічного матеріалу Графічне відображення результатів аналізу й розрахункових досліджень (6-8 позицій), креслення, з розточуванням обладнання, перетин двигуна, схеми. Матеріали що підтверджують ефективність запропонованих технічних заходів

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

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

7. Дата видачі завдання

«09» вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Підготовка та проробка літературних джерел	16.09.2024	
2	Написання першого розділу	23.09.2024	
3	Виконання розрахунків та написання другого и третього розділу	07.10.2024	
4	Розробка технологічної частини та написання четвертого п'ятого розділу	28.10.2024	
5	Оформлення кваліфікаційної роботи, та графічної частини	18.11.2024	
		25.11.2024	

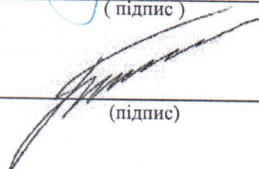
Студент


(підпис)

Ковальчук І.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

д.т.н., проф. Білоусов Є.В.

(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Представлена кваліфікаційна робота містить у собі 109 сторінок, 39 рисунків, 5 таблиць. При підготовці роботи було використано 20 джерел інформації.

У роботі розроблений комплекс заходів щодо вдосконалювання системи впрыску палива дизеля MAN 9L32/44CR шляхом запровадження нового алгоритму керування процесом паливостачання. Виконано оцінку ефективності використання запропонованих технічних рішень. Розроблено комплекс заходів з охорони праці під час обслуговування паливних систем середньообертових дизелів, та заходів з охорони навколишнього середовища під час експлуатації суднової енергетичної установки.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, часткове навантаження, фази паливостачання

ABSTRACT

The presented qualification work includes 109 pages, 39 figures, 5 tables. 20 sources of information were used in the preparation of the project.

The work developed a set of measures to improve the fuel injection system of the MAN 9L32/44CR diesel engine by introducing a new algorithm for controlling the fuel supply process. An assessment of the effectiveness of the proposed technical solutions was carried out. A set of measures for labor protection during servicing fuel systems of medium-speed diesel engines and measures for environmental protection during the operation of a marine power plant was developed.

Keywords: internal combustion engine, partial load, fuel supply phases

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Загальна характеристика судна та аналіз розвитку сучасних дизельних установок з середньообертовими двигунами...	6
1.1 Загальна інформація про судно.....	6
1.2 Архітектурно-конструктивний тип судна.....	6
1.3 Основні розміри й характеристики.....	9
1.4 Морехідні якості.....	10
1.5 Силова установка.....	10
1.6 Аналіз конструкції СЕУ судна.....	11
1.6.1 Головний двигун.....	11
1.6.2 Аналіз особливостей конструкції двигунів MAN 9L32/44CR	11
1.6.3 Паливна система.....	27
1.6.4 Система повітропостачання.....	29
1.6.5 Змащення двигуна.....	31
1.7 Висновки з аналізу конструкції.....	32
Розділ 2. Аналіз сучасних підходів до організації паливо постачання та робочого процесу сучасного середньообертового двигуна.....	33
2.1 Сучасний стан розвитку середньообертових дизелів що використовуються на судах в якості головних.....	33
2.2 Розробки в області організації вприскування палива.....	44
2.3 Акумуляторні паливні системи середньообертових судових дизелів фірми MAN.....	47
Розділ 3. Розробка технічних рішень по модернізації системи паливопостачання головних двигунів й їх теоретичне обґрунтування.....	63
3.1 Аналіз перспективних напрямків модернізації.....	63
3.2 Аналіз сучасних тенденцій в організації робочого процесу судових двигунів.....	64
3.3 Аналіз умов роботи головного двигуна судна при буксуванні морських споруд.....	68
3.4 Рекомендації що до змін у процесі паливопостачання головних двигунів судна.....	69
3.5 Обґрунтування доцільності застосування змінного алгоритму вприску палива на режимах часткового навантаження.....	72

					<i>ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ</i>		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Пояснювальна записка</i>		
<i>Розроб.</i>		<i>Ковальчук І.В.</i>					
<i>Перевір.</i>		<i>Білоусов Є.В.</i>					
<i>Реценз.</i>		<i>Дубовець А.І.</i>					
<i>Н. Контр.</i>							
<i>Затверд.</i>		<i>Нестеренко В.В.</i>					
					<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
						<i>2</i>	<i>110</i>

3.6 Вибір і обґрунтування вихідних даних та виконання теплового розрахунку робочого процесу.....	73
3.6.1 Процес впуску.....	75
3.6.2 Процес стиску.....	80
3.6.3 Процес згоряння.....	82
3.6.4 Процес розширення.....	85
3.6.5 Процес випуску.....	86
3.6.6 Індикаторні показники циклу.....	86
3.6.7 Ефективні показники двигуна.....	88
3.6.8 Уточнення основних розмірів двигуна.....	89
3.6.9 Побудова індикаторної діаграми.....	91
3.7 Аналіз результатів теплового розрахунку.....	96
Розділ 4. Охорона праці та охорона навколишнього середовища....	97
4.1 Нормативно-правова і законодавча база охорони праці та навколишнього середовища у сфері водного транспорту.....	97
4.2 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів у МКВ.....	98
4.3 Заходи щодо зниження впливу від шкідливих факторів при обслуговуванні паливної системи.....	101
4.4 Захист навколишнього середовища.....	103
Висновки.....	107
Список використаних джерел.....	108

ВСТУП

Компанія MAN Diesel & Turbo SE, з головним офісом в Аугсбурзі, Німеччина, є світовим лідером у виробництві турбомашин обладнання і дизельних двигунів великої потужності для застосування на судах і електростанціях. MAN Diesel & Turbo розробляє двотактні і чотиритактні двигуни потужністю від 450 кВт до 87 МВт, які виробляються як самою компанією, так і її ліцензіатами.

Компанія пропонує оптимальні комплексні рішення для будь-яких типів суден. Виробляючи широкий спектр судових двигунів і систем. Зусилля розробників спрямовані на створення нових і поліпшення існуючих технологій, тому вже сьогодні обладнання фірми MAN Diesel & Turbo відповідає майбутнім стандартам за рівнем викидів шкідливих речовин. Двотактні і чотиритактні судові двигуни випускаються відповідно до вимог директиви Міжнародної морської організації ІМО Tier II. Саме двигунами цієї фірми обладнано багатоцільове універсальне судно «Skandi Acergy» забезпечення підводних робіт розглянуте у кваліфікаційній роботі у якості прототипу.

Багатоцільове судно «Skandi Acergy» – універсальне судно, призначене для внутрішніх і прибережних операцій. Основними функціями суден даного типу є транспортування важкого обладнання, буксирування, виконання функцій буксира-штовхача, кранових операцій, боротьба з аварійними розливами нафти і участь в ліквідації наслідків забруднення акваторії. Надійна конструкція корпусу, включає в себе велику робочу палубу, забезпечує судну відмінну маневреність, хорошу остійність, можливість роботи на мілководді. Судно обладнано обладнанням для забезпечення підводно-технічних робіт. Це судно більшою мірою застосовують при обладнанні промислу і його експлуатації для виконання глибинних будівельних робіт поблизу бурових платформ з видобутку газу.

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Енергетична установка судна-прототипу складається з чотирьох дизелів 9 ЧН 32/44 (MAN 9L32/44CR) що працюють на генератори, до гвинтів регульованого кроку потужність передається за допомогою двох гребних електродвигунів виконаних як одне ціле з редуктором.

Цілю кваліфікаційної роботи є розгляд комплексу питань щодо удосконалення робочого процесу головних двигунів буксиру.

Задачі які вирішуються у кваліфікаційній роботі полягають в наступному:

- аналіз характеристик судна та його енергетичної установки;
- аналіз шляхів удосконалення робочого процесу середньо та високо обертових дизелів;
- розрахункове обґрунтування технічної доцільності запропонованих технічних рішень;
- розробка комплексу заходів щодо впровадження технічних рішень;
- розробка заходів з техніки безпеки праці та охорони навколишнього середовища;
- економічне обґрунтування запропонованих технічних рішень.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є робочі процеси, що відбуваються в середньообертовому головному двигуні, та вплив їх перебігу на ефективність його роботи.

Предметом розгляду в роботі є вирішення проблем пов'язаних з покращенням ефективності роботи середньообертового дизельного двигуна за рахунок вдосконалення процесів вприску палива на режимах часткових навантажень.

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА АНАЛІЗ РОЗВИТКУ СУЧАСНИХ ДИЗЕЛЬНИХ УСТАНОВОК З СЕРЕДНЬООБЕРТОВИМИ ДВИГУНАМИ

1.1 Загальна інформація про судно

Багатоцільове офшорне судно для виконання глибинних будівельних робіт та буксирування морських споруд «Skandi Acergy» проекту DP-2 ANTS, (рис. 1.1) дедвейтом 3424 т. номер IMO 9387217 (рис. 1.1,) збудовано у 2008 році на верфі Factorias Vulcano, S.A., Іспанія місто Виго (Vigo).

Судно належить компанії DOF Subsea Rederi AS та знаходиться в управлінні компанії DOF Management AS. Порт припису Дуглас (Douglas). Судно ходить під прапором Острова Мэн (Isle of Man).

Позивний судна – 2BEJ5.

Судно взяте у якості прототипу у даній кваліфікаційній роботі призначено для технічного забезпечення робіт на глибині до 3000 м, перевезення та встановлювання металевих та залізобетонних конструкцій при побудові підводних споруд. Для забезпечення водолазних робіт на нафто- та газовидобувних платформах, та іншого спектру операцій пов'язаних з підводним будівництвом в портах і відкритому морі.

1.2 Архітектурно-конструктивний тип судна

Двопалубний двогвинтовий теплохід з баком й ютом, середнім розташуванням машинного відділення й носовим розташуванням надбудови, житлових і службових приміщень, з подвійними бортами, подвійним дном, одним подовжнім перебиранням, з бульбовою формою носового краю й крейсерською кормою, зрізаною в надводній частині по типу транця, з надлишковим надводним бортом.

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

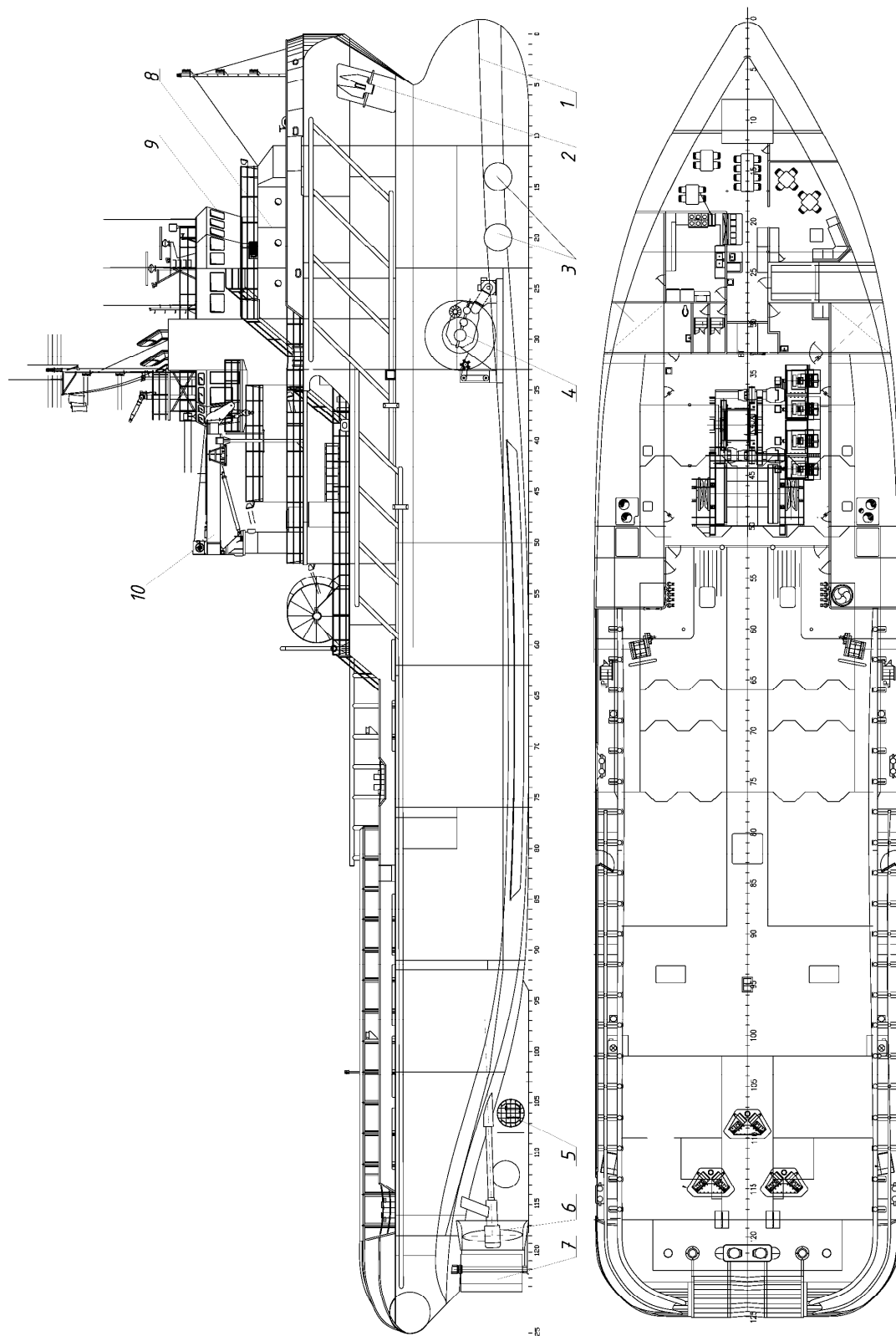


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд судна «Skandi Asergu». 1 – носовий бульб; 2 – якірний клюз; 3 – носовий підрулюючий пристрій; 4 – головна лебідка; 5 – кормовий підрулюючий пристрій; 6 – гвинт; 7 – кермо; 8 – житлові приміщення; 9 – надбудова зі штурманською рубкою; 10 – кран-маніпулятор

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ



Рисунок 1.2 – Загальний вигляд багатоцільового судна по забезпеченню підводних робіт «Skandi Acergy» проекту DP-2 AHTS,

Корпус судна має льодове підкріплення [2], та виконано за класом ABS 1A1 Clean (Design) COMF(C-3, V-3) Crane DK(+) DYNPOS(AUTRO) E0 HELDK(S, H) Ice(C) NAUT(AW) SF TMON Енергетична установка має клас ∇ MC AUT.

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.3 Основні розміри й характеристики

Основні розміри й характеристики універсального судна забезпечення «Skandi Asergy» та характеристики його запасів наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні розміри судна та характеристика запасів

Параметр	Значення
Довжина максимальна, м	78,0
Довжина між перпендикулярами, м	75,0
Ширина проектна, м	18,0
Висота до нижньої палуби на міделі, м	8,0
Висота до верхньої палуби на міделі, м	11,6
Осадка по літню вантажну марку, м	
- у баласті	4,0
- у грузу	7,0
Надводний борт в грузу, м	1,0
Водотоннажність, т	3424,0
Валова місткість, т	2983,0
Чиста місткість, т	894,0
Дедвейт при осадці 7,0 м, т	3696,0
Вантажна палуба, - розмір, м×м	38,0×16,0
- площа, м ²	608,0
- питоме навантаження, т/м ²	5,0
- загальна вантажопідйомність, т	1100,0
Запаси: - паливо, м ³	1136,0
- прісна вода, м ³	984,0
- водяний баласт, м ³	1158,0
- цементний розчин, м ³	620,0
- масло, м ³	28
- гідравлічне масло, м ³	41
- цистерна стічних вод, м ³	15
- шламова цистерна, м ³	36

1.4 Морехідні якості

Судно при проектному осіданні 7,0 м і тихій погоді, хвилюванні моря не більше 2 балів, вітрі не більше 3 балів по шкалі Бофорта, потужності на гребних валах 18000 кВт і глибокій воді не менш 75 м повинне показати швидкість не менш 14,6 вузлів. Остійність судна при всіх варіантах навантаження повністю відповідає вимогам для суден необмеженого району плавання. Діаметр розвороту судна при повному ході вперед і куті повороту керма на 35° дорівнює трьом довжинам корпусу судна.

1.5 Силова установка складається з:

Силовая установка складається з:

- чотири середньообертових двигуна з турбонаддувом, що працюють на генераторі електричного струму від яких запитано два електроредукторних гребних агрегати, що працюють на гвинти регульованого кроку діаметром 3,4 м. Тип усіх головних двигунів судна – MAN L932/44CR, $N_e=4600$ кВт; $n=720$ хв⁻¹. Сумарна потужність силової установки становить 18400 кВт;
- аварійний дизель-генератор потужністю 450 кВт;
- два дизель-компресори з подачею 110 м³/год., сім балонів по 130 л, $p=20$ МПа, що використовуються для обслуговування водолазних робіт.

Головні двигуни, працюють на важкому паливі в'язкістю до 240 сСт при 50°C и дизельному паливі з температурою спалаху не менш 61°C.

Аварійний дизель-генератор використовує морське дизельне паливо.

Питома витрата палива дизелем MAN L932/44CR – 175 г/(кВт×год.).

Загальна витрата палива не перевищує 56 т/добу у ходовому режимі та 75 т/добу при роботі технологічного обладнання.

Системи силової установки

На судні є наступні системи обслуговування силової установки:

Система подачі палива;

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Система мастила;

Система водяного охолодження;

Система газовихлопу;

Система пускового повітря;

Система вентиляції машинного відділення;

Система стисненого повітря для технологічних потреб (робота будівельного пневмоінструменту, забезпечення водолазних робіт, заповнення затоплених споруд).

1.6 Аналіз конструкції СЕУ судна

1.6.1 Головний двигун

В якості головного на судні встановлено чотири чотиритактних дизеля з газотурбінним наддуванням (з постійним тиском газів перед турбіною) MAN 9L32/44 з діаметром циліндра 320 і ходом поршня 440 мм [2].

Двигун може експлуатуватися з використанням палива з в'язкістю до $700 \text{ мм}^2/\text{с}$ при температурі до 50°C , а також палива типу RMG 380.

Двигуни серії 32/44 характеризуються високим співвідношення ходу поршня до діаметра циліндрів (1,375) і високим ступенем стискування (16,2:1). Ці характеристики полегшують оптимізацію камери згоряння й дозволяють мати високі експлуатаційні показники при роботі на часткових навантаженнях і високій продуктивності. Двигуни обладнані турбокомпресорами MAN B&W серії TCR22-42.

Використовуваний двигун має потужність $N_e=4600 \text{ кВт}$ при частоті обертання колінчатого валу $n_{\text{дв}}=720 \text{ хв}^{-1}$.

1.6.2 Аналіз особливостей конструкції двигунів MAN L32/44

Двигуни з позначенням 32/44 є чотиритактними двигунами з турбонаддувом з діаметром циліндра 320 мм і ходом поршня 440 мм. Вони використовуються для привода на судах і в якості стаціонарних ДВЗ.

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Загальний вигляд двигуна моделі L32/44 приведено на рис. 1.3.
Загальний вигляд дизеля у поперечному перетині на рис. 1.4.

Однорядні двигуни 32/44 звичайно складаються з нерухливих елементів, таких як блок-картер, гільзи циліндрів, кришки циліндрів і рухливих елементів, таких як колінчатий вал з поршнями, шестерним приводом і розподільним валом, а також паливними насосами й приводом клапанів. Турбокомпресор служить для стиску свіжого повітря.

З боку маховика, випускний колектор розташований праворуч, і впускний колектор ліворуч. Розподільний вал розташований у западині на протилежній стороні від випускного колектора. Це необхідно для того, щоб привести у дію випускні клапани й паливні насоси. Турбокомпресор і повітроохолоджувач розташовані з боку маховика на більшості двигунів, і на зворотному кінці колінчатого вала здійснюється привод генераторів.

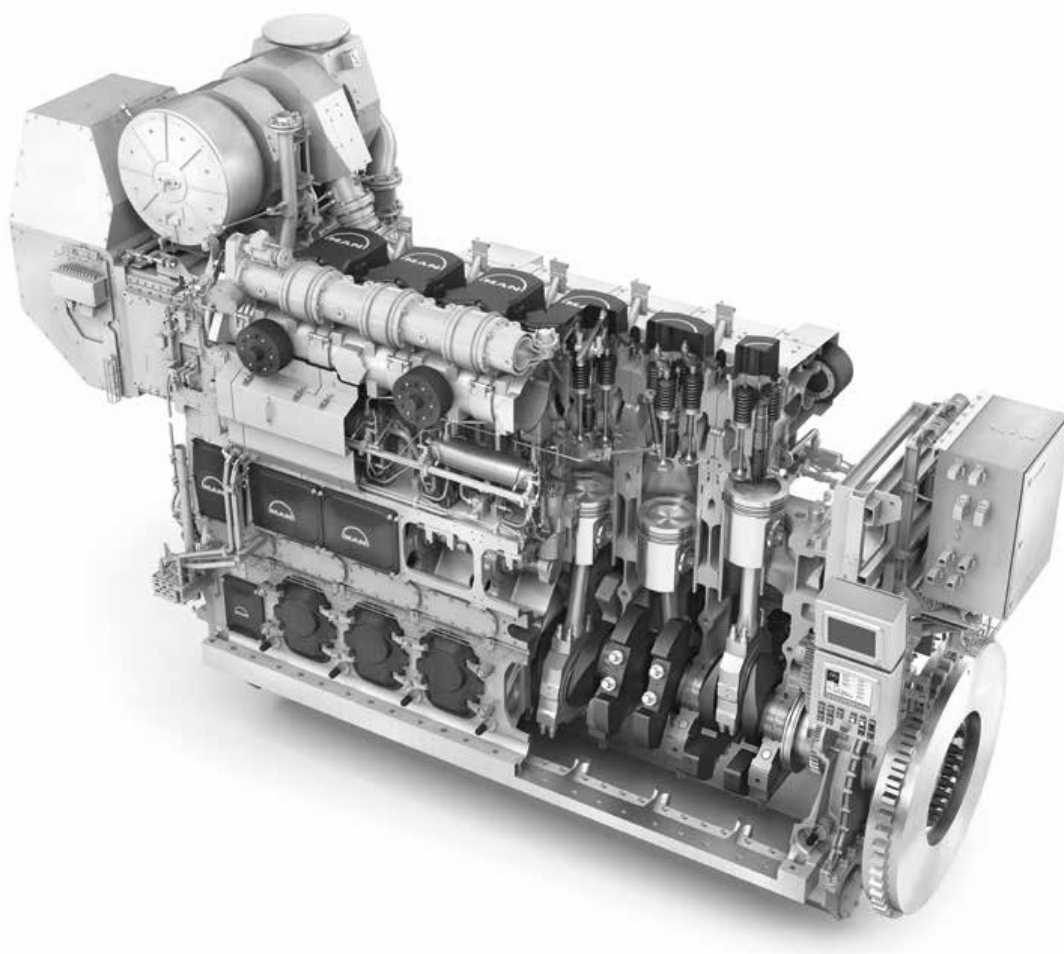


Рисунок 1.3 – Двигун L 32/44 (тривимірна модель)

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

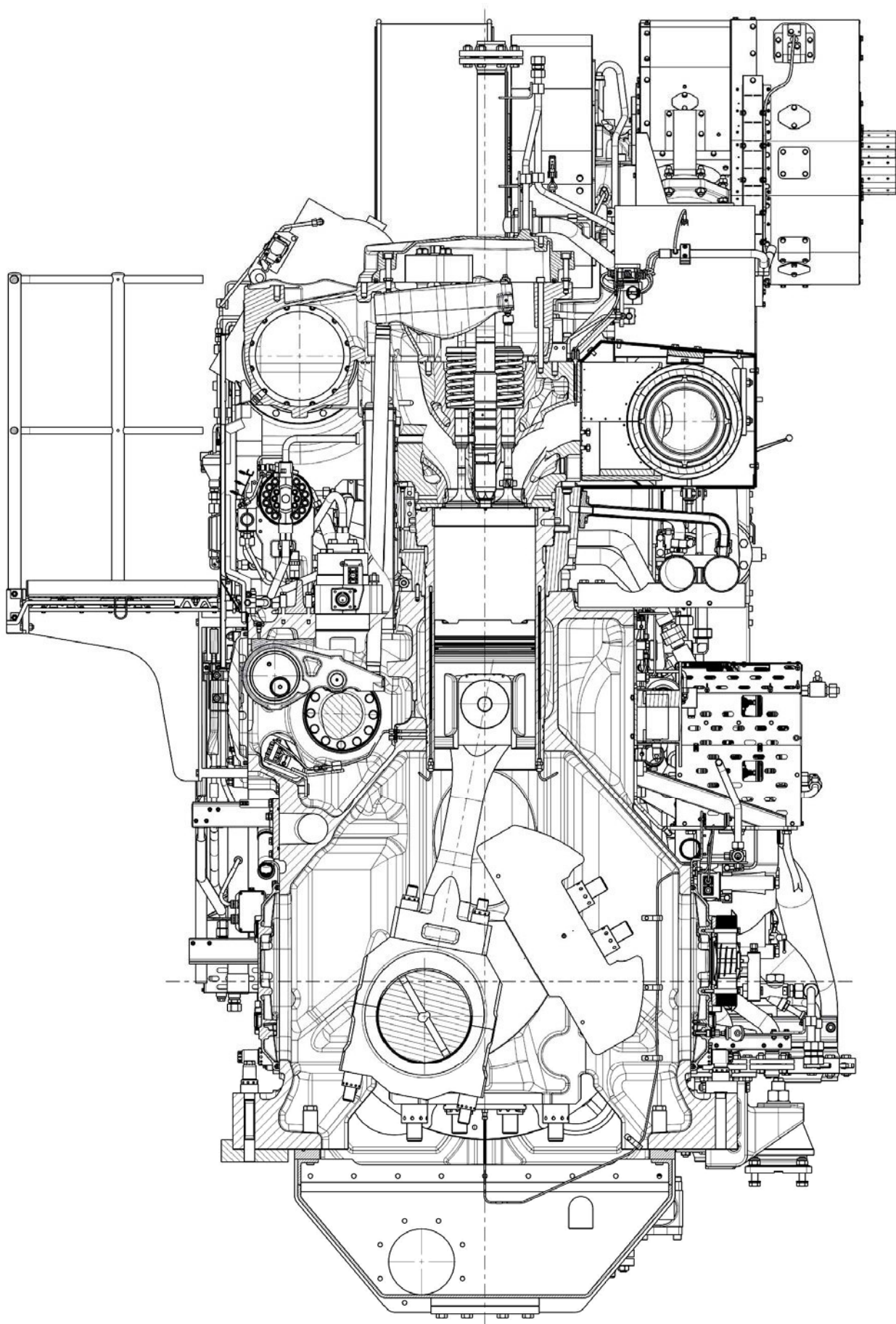


Рисунок 1.4 – Двигун L 32/44 (поперечний перетин)

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

Так само із цієї сторони приводяться насоси системи охолодження й системи змащення. Двигун розроблений для експлуатації на паливі в'язкістю до $700 \text{ мм}^2/\text{с}$ при $50 \text{ }^\circ\text{C}$, а так само на паливі марки CIMAC H/K 55. На вимогу, двигун може бути пристосований до палива марки MDO.

Використана у дизелях 32/44CR фірмою MAN Diesel & Turbo система впрыску палива common rail, дозволяє гнучко налаштовувати параметри уприскування, тривалість і тиск впрыску для кожного циліндра. Це дозволяє скоротити витрату палива і шкідливі викиди. У рамках постійного розвитку концепції безпеки насоси високого тиску гарантують подальшу роботу двигуна навіть в разі несправності одного насоса. Основні технічні характеристики двигуна приведено в табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Основні технічні характеристики дизеля MAN 9L 32/44CR

Параметр		Значення
Заводська марка		9L32/44
Марка дизеля за ДСТ 10150		9CH32/44
N_e цил., кВт		512
n , хв ⁻¹		720
p_e , МПа		2,55
$p_k (p_s)$, МПа		0,36
p_z , МПа		23,00
p_c , МПа		18,2
g_e кг/(кВт×год.)	100%	0,175
	50% навантаження	0,190
Температура газів, що відробили, перед турбіною, $^\circ\text{C}$		495
Температура газів, що відробили, після турбіни, $^\circ\text{C}$		328
Тиск газів, що відробили, перед турбіною, МПа		2,55
Тиск газів, що відробили, після турбіни, МПа		2,15
Напрямок оберт, якщо дивитись зі сторони фланця		праве
Пуск стислим повітрям тиском, МПа		3,0
Частота обертання турбокомпресору, хв ⁻¹		26800

Двигуни MAN 9L 32/44CR обладнані турбокомпресором серії TCR 22.

Картер двигуна зроблений цілним і має великі отвори для доступу до внутрішньої порожнини (рис.1.5). Для захисту картеру від вибухів пари масел, на кришках встановлені проти вибухові клапани (рис. 1.6)

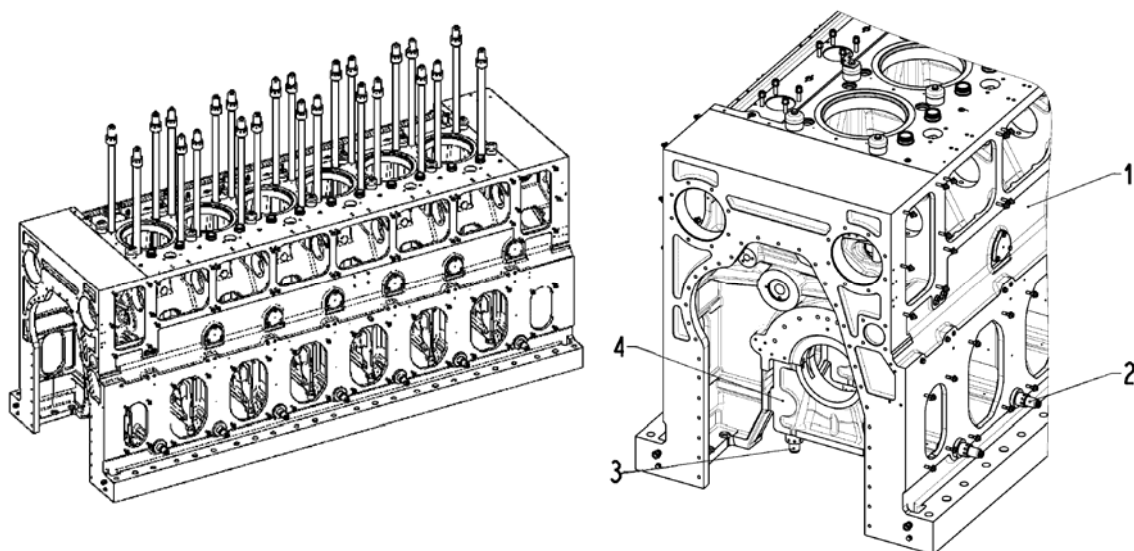


Рисунок 1.5 – Блок картер двигуна L32/44CR: 1 – остів; 2 – поперечні анкерні зв'язки; 3 – вертикальні анкерні зв'язки; 4 – кришка рамового підшипника колінчастого валу

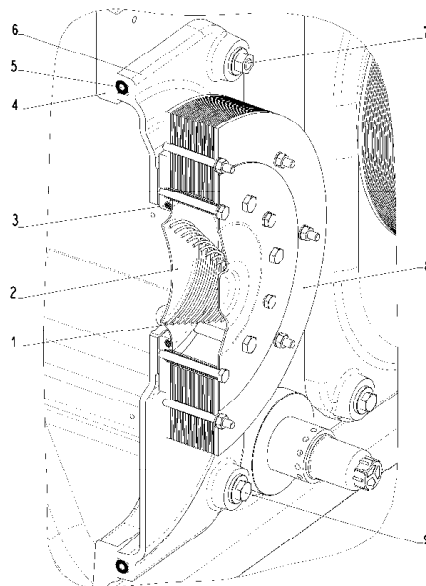


Рисунок 1.6 – Проти вибуховий клапан картеру двигуна: 1 – пружина; 2 – тарілка клапану; 3, 5– ущільнювач; 4 – остів двигуна; 6 – кришка картеру; 7, 9 – кріплення; 8 – кришка клапану

Анкерні зв'язки простираються від нижньої площини корінних підшипників до верхнього краю картера, і від верхнього краю головки циліндра до проміжної основи. Кришки корінних підшипників закріплені за допомогою поперечних анкерів.

Масляний піддон збирає масло, що стікає з вузлів робочих механізмів, і направляють його до масляного бака, розташованого нижче. У випадку для жорстко або напівеластично встановлених двигунів, використовується масляний піддон стандартної конструкції, у той час як для еластично встановлених двигунів, використовується посилений масляний піддон.

Втулка циліндра центрується у верхній частині кільцевою прокладкою (рис. 1.7). У нижній частині втулки циліндра встановлюється в картер. Верхнє вогневе кільце розташовано на кільцевому бурті гільзи циліндра.

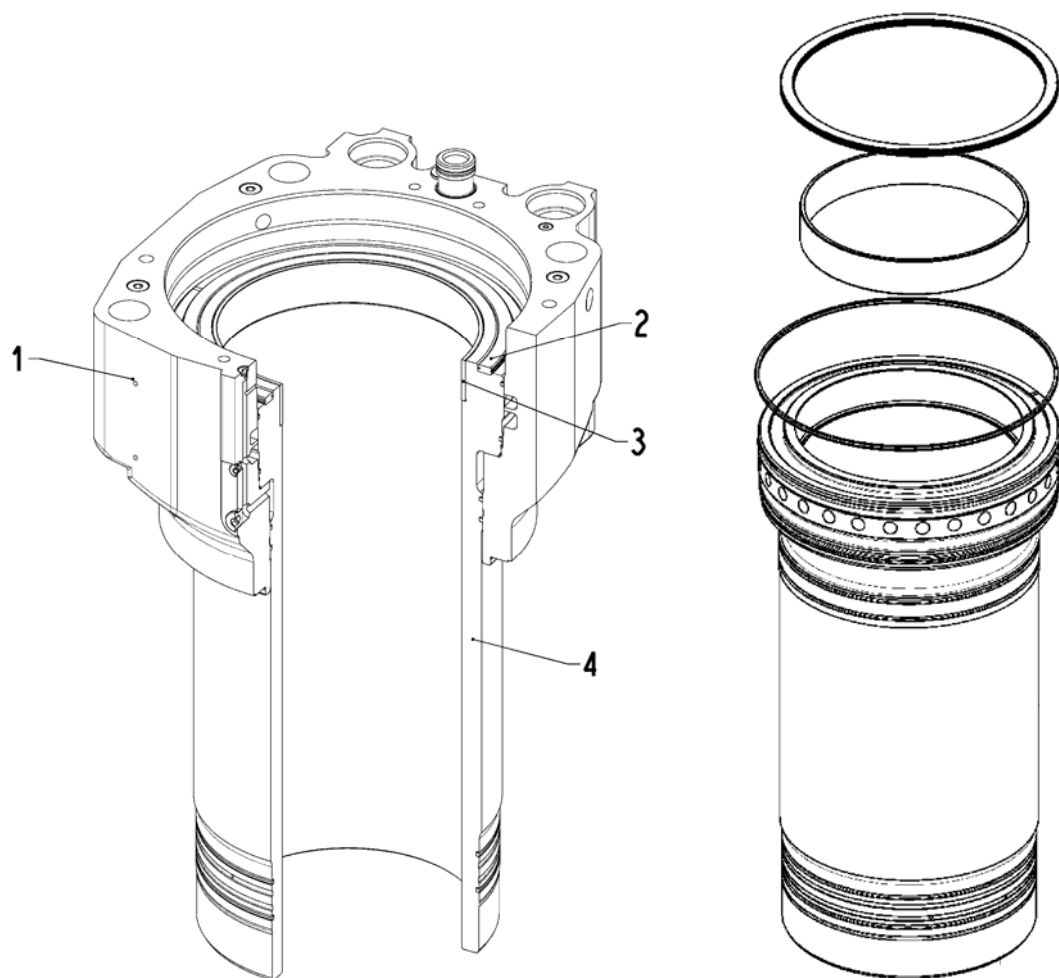


Рисунок 1.7 – Сорочка та втулка циліндру: 1 – сорочка циліндру; 2 – ущільнююча прокладка; 3 – вогневе кільце; 4 – втулка циліндру

Верхнє вогневе кільце, що виготовлене по отвору гільзи циліндра, разом з головкою поршня, запобігає коксовим відкладенням, що прилипають до головки поршня від входу в контакт із робочою поверхнею гільзи циліндра.

Сорочка охолодження охоплює тільки верхній пояс гільзи (рис. 1.8). Охолодна вода досягає гільзи циліндра через кільцеву прокладку в місці, де верхня частина гільзи циліндра охолоджена. Далі охолоджуюча вода протікає через вогневе кільце й потім через отвори в кільцевій прокладці до сорочки охолодження вогневого кільця. Головка циліндра, кільцева прокладка й вогневе кільце можуть постачатися разом.

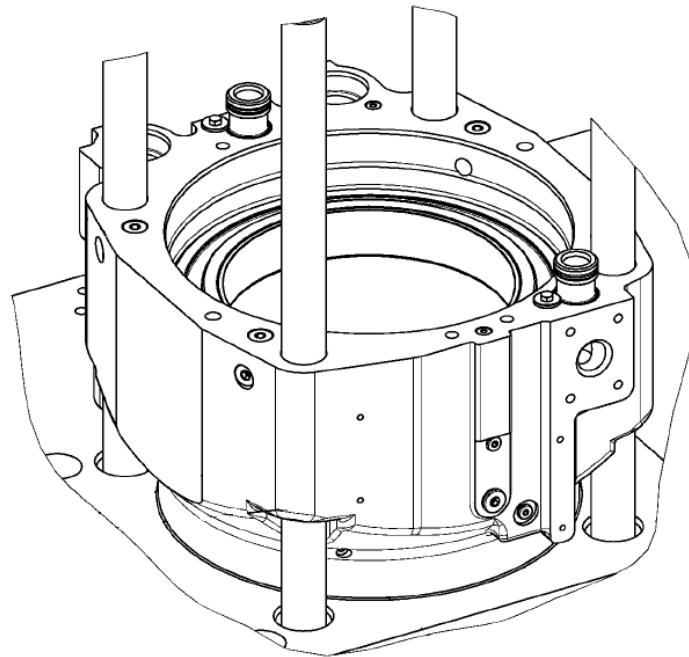


Рисунок 1.8 – Сорочка охолодження L32/44CR

Інспекційні отвори в сорочці циліндру дозволяють перевіряти вогневе кільце, гільзу циліндра й головку циліндра на витік охолодної води й газощільність.

Кришка циліндра встановлюється на вогневе кільце за допомогою чотирьох шпильок кожна (рис. 1.9).

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

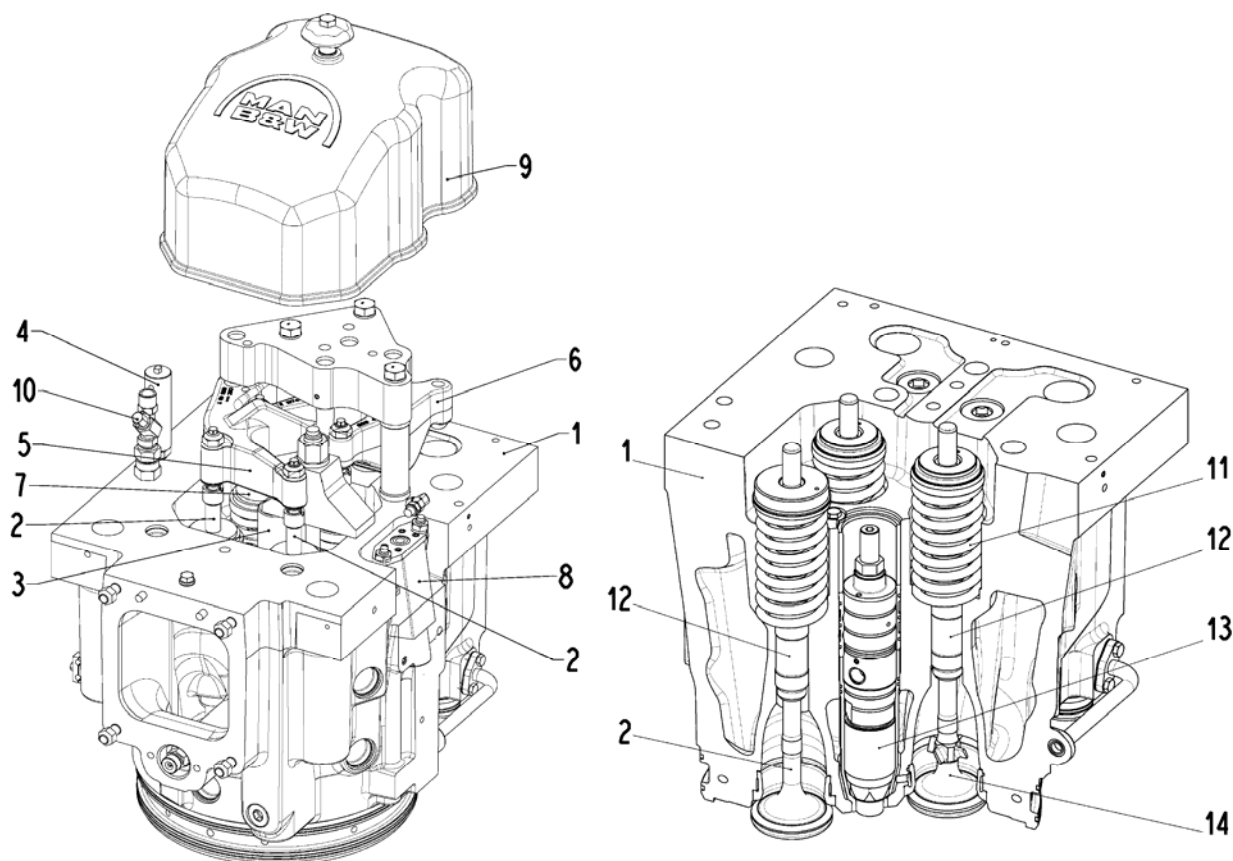


Рисунок 1.9 – Загальний вигляд кришки циліндру дизеля L32/44CR:
 1 – корпус; 2 – стержні клапанів; 3 – форсунка; 4 – запобіжний клапан;
 5, 6 – коромисло приводу клапанів; 7 – тарілка клапану; 8 – пусковий клапан;
 9 – кришка клапанної коробки; 10 – індикаторний кран; 11 – пружина;
 12 – напрямна втулка клапану; 13 – форсунка; 14 – тарілка клапану

У головці маються два газових канали, через які за допомогою двох впускних і двох випускних клапанів циліндр сполучається з впускним і випускним колекторами.

Водяна порожнина кришки розділена горизонтальною перегородкою на дві частини. Охолодна вода надходить із блоку-картера по переливних трубках у нижню порожнину охолодження кришки, омиває і через два отвори в перегородці, розташованих у зоні каналу для форсунки, надходить у верхню порожнину, відкіля по переливних раковинах – у трубу, що відводить. Раковина до труби, що відводить, приєднується фланцем і

ущільнюється гумовим кільцем.

На кришці з боку випуску розміщений пусковий клапан, з боку впуску – запобіжний. На кришці розміщений запобіжний клапан, на вільному кінці якого мається різьблення для приєднання клапанного пристрою для визначення максимального тиску в циліндрі (рис. 1.9). Для очищення водяної порожнини кришки передбачені люки, закриті кришками. На верхній порожнині кришки маютья канавки, по яких паливо, що потрапило на кришку, та мастило видаляється в дренажну систему.. Зверху головка циліндра закрита кожухом коромисла й кришкою, через яке клапанний механізм так само як форсунка легкодоступні.

Деталі кривошипно-шатунного механізму (КШМ). Кривошипно-шатунний механізм, до складу якого входять колінчатий вал, шатун і поршень, призначений для перетворення поступального руху в обертальний.

Колінчатий вал кований, установлений у підвішеному положенні й має дві противаги на циліндр, які служать для того, щоб балансувати моменти, що виникають у наслідок обертання невірноважених мас (рис. 1.10).

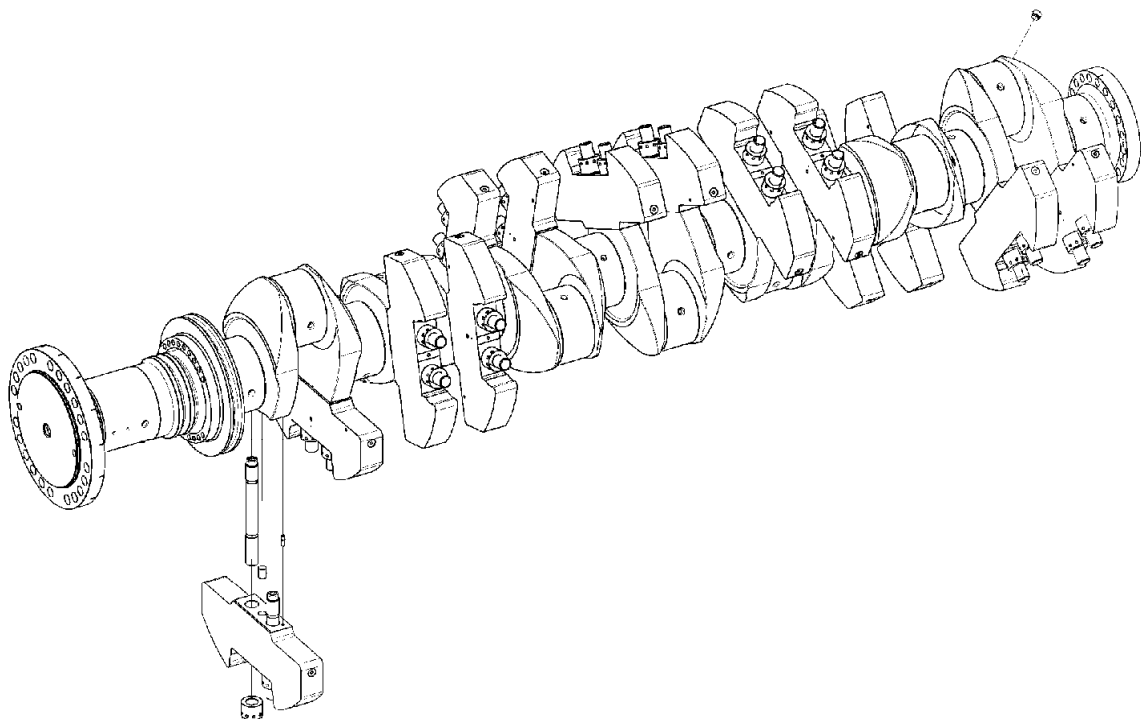


Рисунок 1.10 – Колінчатий вал з противагами

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

Противаги кріпляться до щік колінчатого валу за допомогою шпильок та гайок, від бокового зсуву вони фіксуються штифтами. Значні діаметри корінних та шатунних шийок дозволяють зробити їх перекриття по діаметру, що в свою чергу значно збільшує жорсткість колінчастого валу. Приводна шестірня для привода розподільного валу складається двох половинок, і монтується до колінчатого валу за допомогою болтового з'єднання. Маховик установлений на фланці колінчатого валу. При виконанні технічного обслуговування й ремонту, механізми можуть бути наведені в рух зубчастим вінцем маховика, використовуючи поворотний механізм.

Під час роботи дизеля деталі і вузли КШМ при відносно невеликих розмірах зазнають значне навантаження, що обумовлює необхідність більш ретельного монтажу і догляду за цими вузлами і механізмами.

Підшипник, що обмежує осьове положення колінчатого валу, розташований з боку маховика. Він складається із двох частин: ведучої, розташованої на колінчастому валу, і упорних кілець, які закріплені в корпусі корінного підшипника (рис. 1.11).

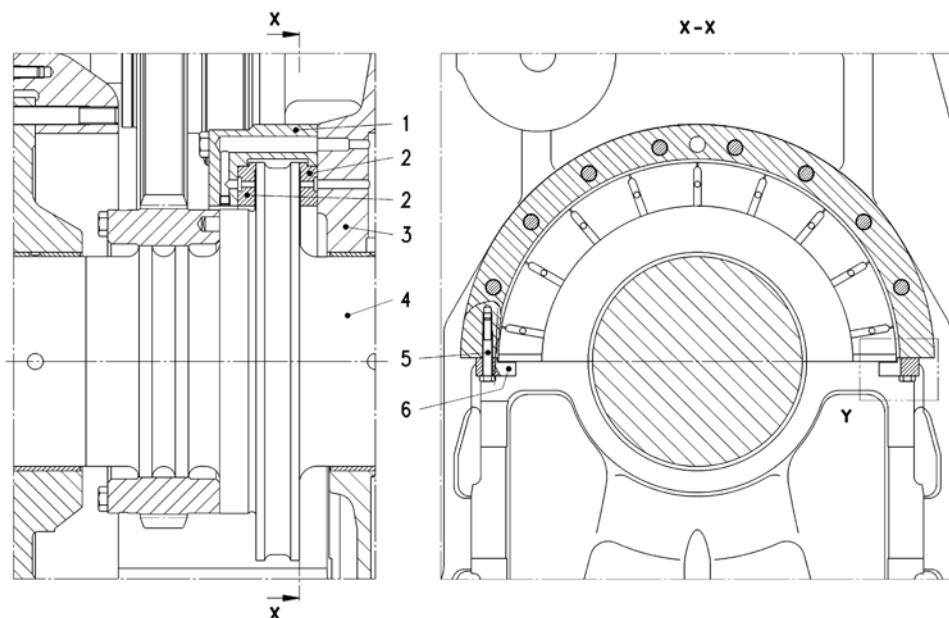


Рисунок 1.11 – Колінчатий вал з упорним підшипником: 1 – корпус осевого підшипника; 2 – торцеві вкладиші; 3 – торцева кришка; 4 – колінчастий вал; 5 – бовти кріплення; 6 – упори

Крутильні коливання колінчатого вала знижують за допомогою віброгасника сухого тертя (рис. 1.12). Віброгасник, що установлений на вільному кінці двигуна, передає небажані крутильні коливання від внутрішньої частини до пружного наповнювача (вулканізована резина), до якого через обід кріпиться махова маса. У разі виникнення обертових коливань валу між масивним ободом що обертається з постійною швидкістю, та маточиною демпферу виникає різниця швидкостей, що веде до виникнення сухого тертя у пружному наповнювачу. У результаті енергія коливань розсіюється у вигляді тепла. Це дозволяє запобігти виникнення критичних коливань, що можуть привести до виходу з ладу колінчатого валу.

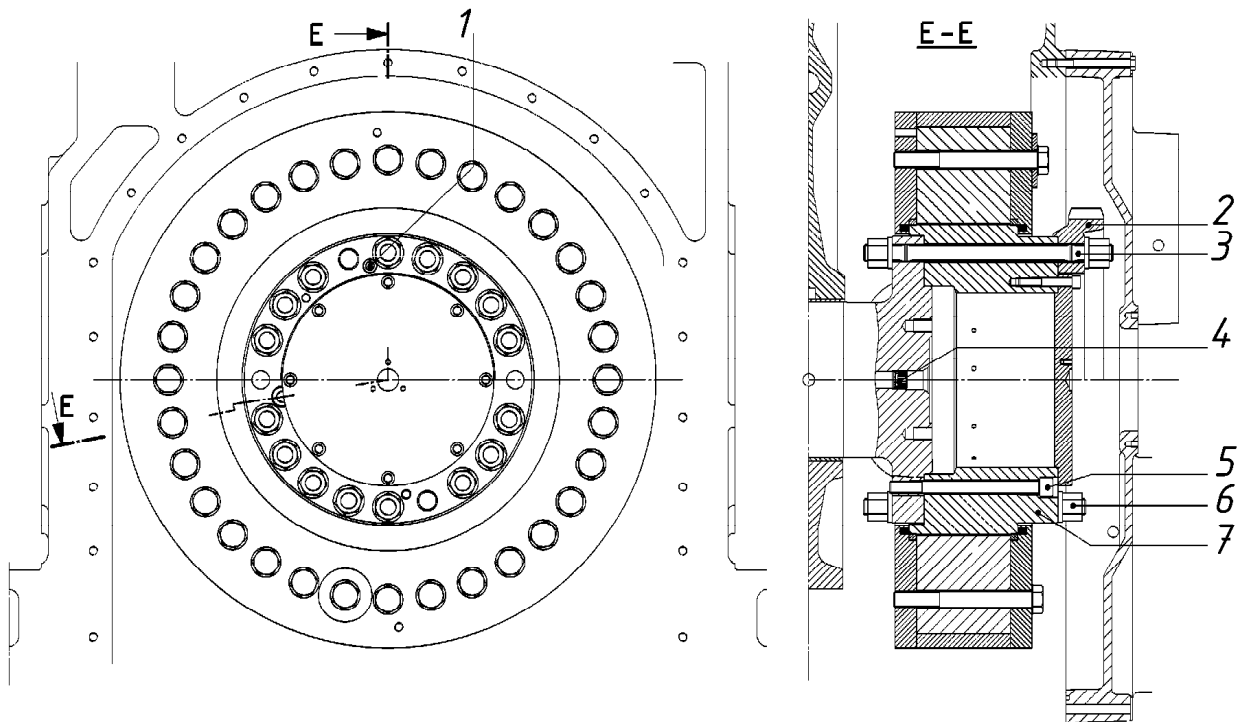
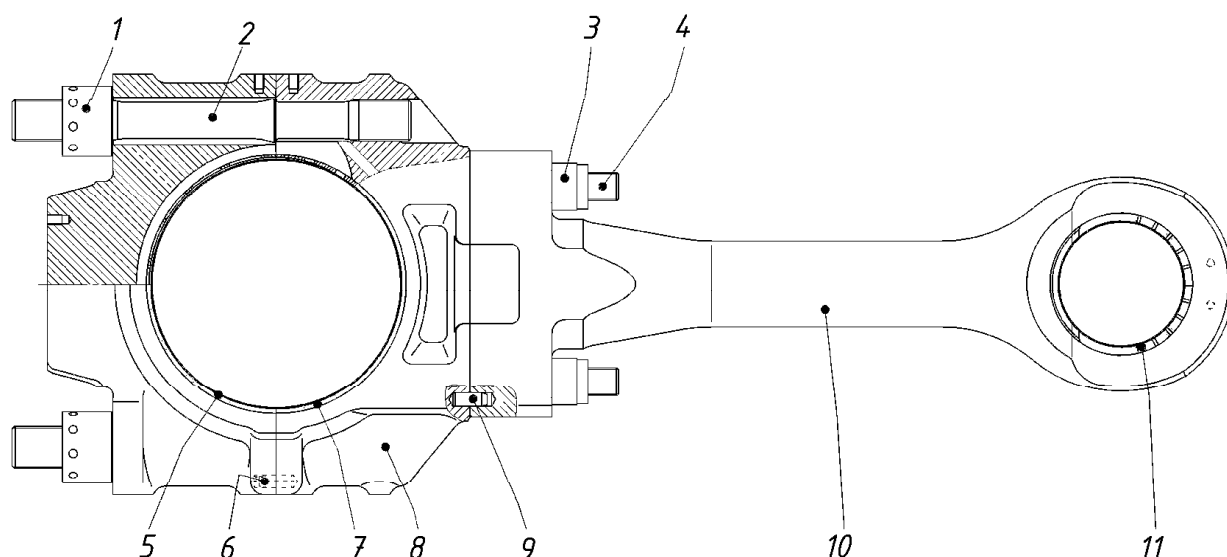


Рисунок 1.12 – Демпфер крутильних коливань сухого тертя: 1 – штифт; 2 – шестерня приводу насосів; 3 – шпильки кріплення маточини; 4 – центрувальний отвір; 5 – бовти кріплення корпусу демпферу; 6 – гайки кріплення; 7 – маточина демпферу

Лінія рознімання шатуна розташована над корпусом нижнього підшипника, тому немає необхідності в розбиранні шатунної головки, при установці поршня. Крім того, така конструкція знижує висоту переміщення поршня. Кришка підшипника й верхня головка шатуна з'єднані болтами використовуючи шпильки (рис. 1.13). Для запобігання зсуву між поверхнями фланців кріплення верхньої головки та кришки нижньої головки, встановлено фіксуючі штифти. Втулку поршневого пальця підсилено. У тілі шатуна виконано канали для підводу масла на змащення поршневого пальця та охолодження поршнів.



Поршні складаються із двох частин (рис. 1.14), головки поршня і

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

спідниці. У головці поршня розташовані кільцеві канавки для поршневих кілець; у спідниці поршня встановлений шатун за допомогою поршневого пальця. Поршковий палець плаваючого типу зі зсувом і зафіксований в осьовому напрямку за допомогою стопорних кілець. Головка поршня й спідниця поршня з'єднані за допомогою шпильок.

Три компресійних кільця і одне маслознімальне кільце ущільнюють простір між поршнем і гільзою циліндра.

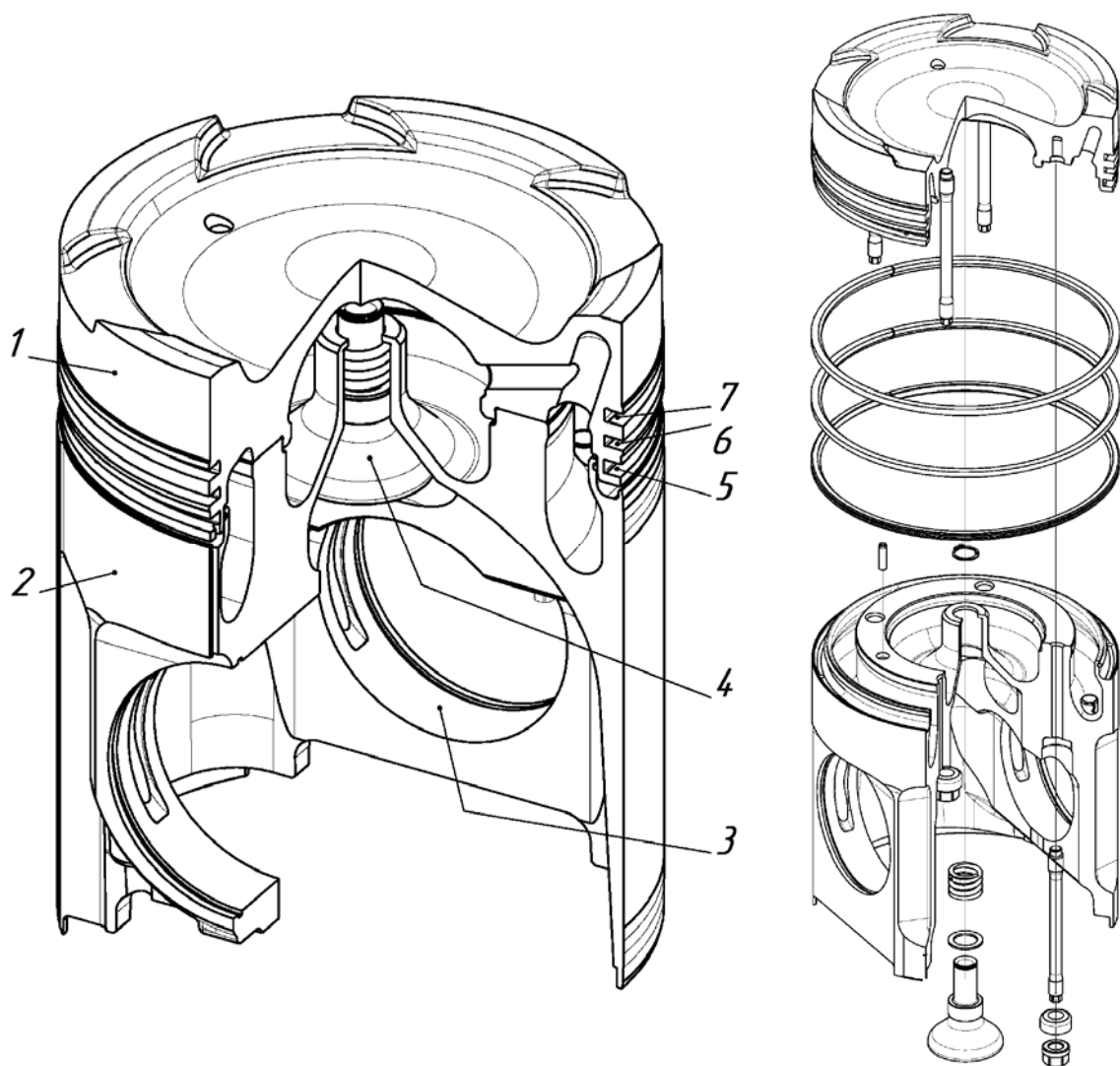


Рисунок 1.14 – Поршень: 1 – головка поршня; 2 – спідниця поршня; 3 – отвір під поршковий палець; 4 – масляний екран; 5 – канавка під маслознімальне кільце; 6, 7 – канавка під компресійне кільце

Масильні матеріали використовуються для того, щоб остудити головку поршня. Змащення підведене до головки поршня через шатун за допомогою внутрішнього каналу.

Головка поршня має трохи менший діаметр чим робоча поверхня. Поршні такого типу називають східчастими поршнями.

Привод розподільного вала виконано у картері (рис. 1.15).

Розподільний вал та вал приводу ПНВТ разом зі штовхачами кулачка розташований у формованих порожнинах з обох боків остова. Підшипники розподільного валу та валу приводу ПНВТ встановлено у росточки остову дизеля (рис. 1.14). Вали складаються із окремих секцій що містять на собі або кулачок паливного насоса, або впускного, випускного кулачків. Для фіксування розподільного валу в осьовому напрямку встановлений осьовий підшипник з боку маховика.

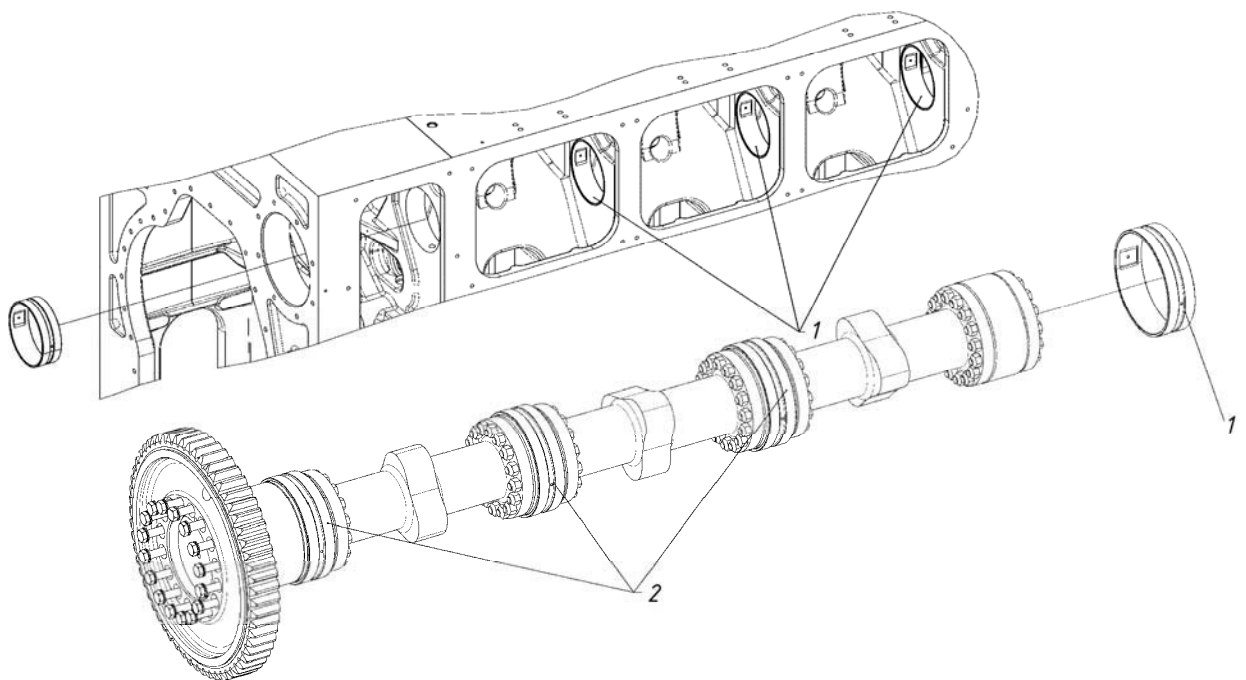


Рисунок 1.14 – Розміщення розподільного валу у розточках картеру двигуна: 1 – опорні підшипники розподільного валу; 2 – розподільчий валу

Він змонтований на кінці муфти між першими корінними підшипниками. Привод розподільного вала здійснюється проміжним колесом

через зубчастий вінець на колінчатому валу (рис. 1.15). Подача масла до втулки підшипника проміжного колеса зроблена через вісь, у той час як постачання змащенням зубчастого зачеплення забезпечено соплами, що розпилюють масло.

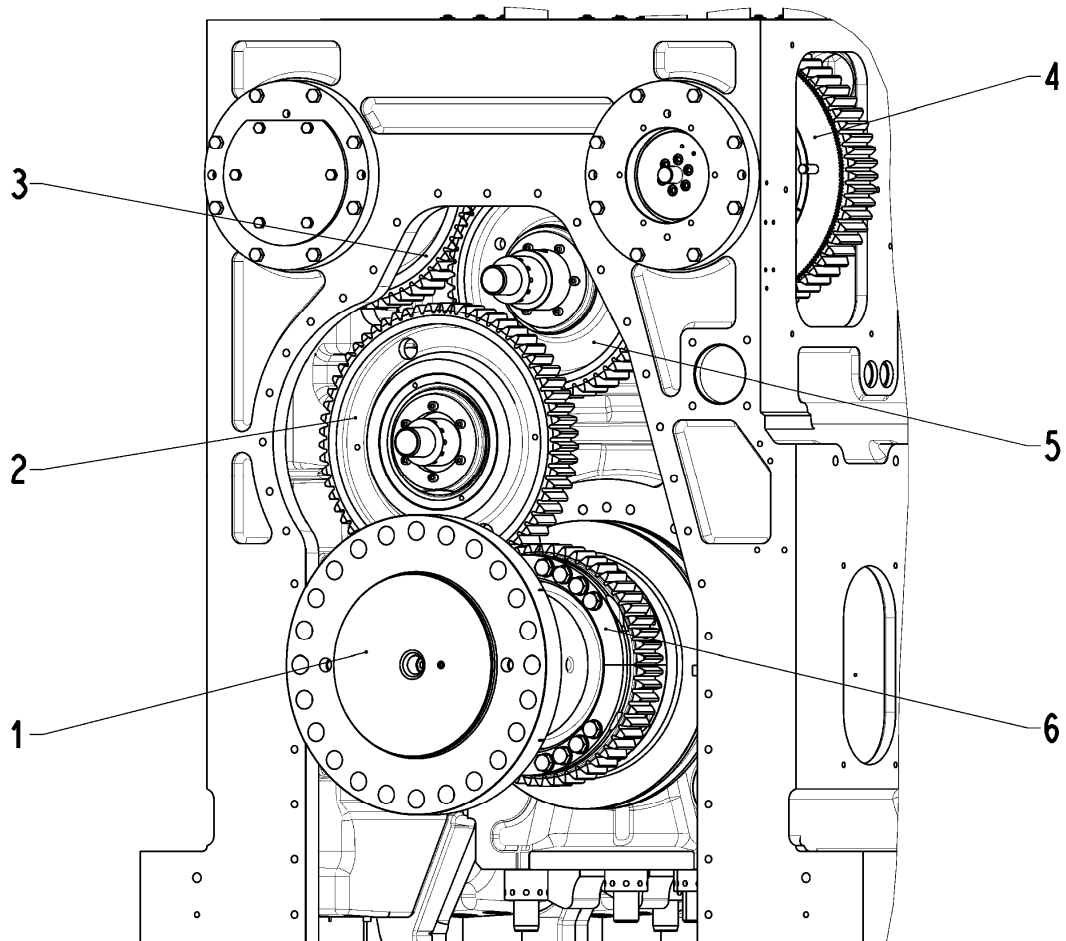


Рисунок 1.15 – Привод розподільчого валу: 1 – фланець; 2, 5 – проміжна шестерня; 3 – шестерня приводу розподільчого валу; 4 – шестерня приводу валу ПНВТ

Привод штовхачів для впускних і випускних клапанів здійснюється розподільчим валом через привідний механізм від випускного й впускного кулачка (рис. 1.16). Переміщення кулачка передається на ролик маятникового штовхача. Штовхач тоді передає переміщення штангам через кульовий

ударник.

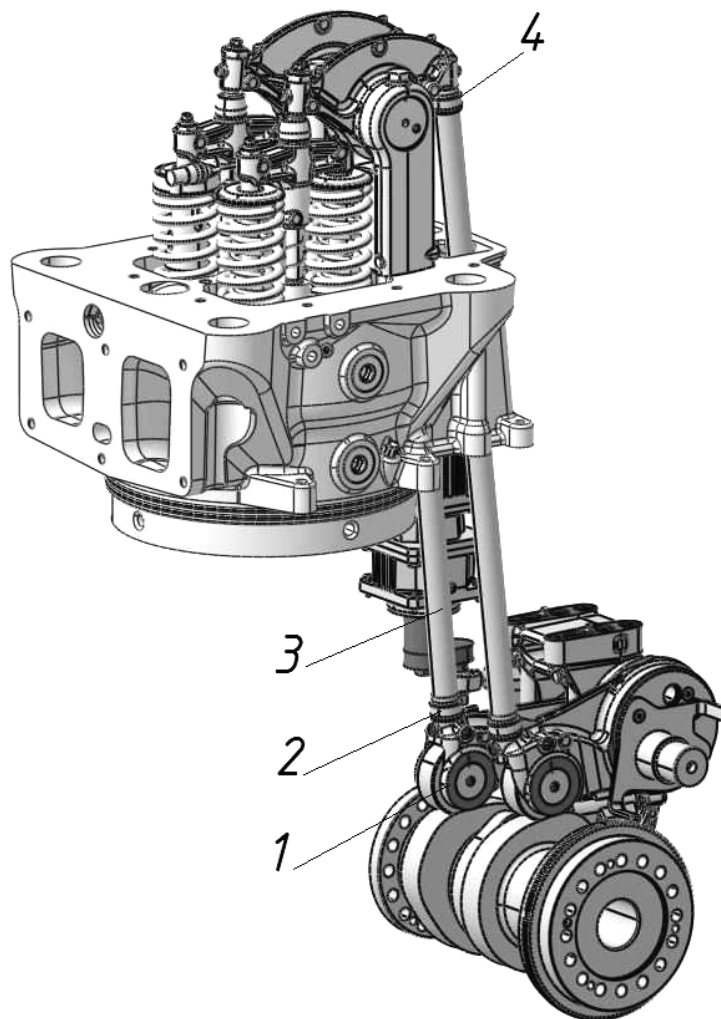


Рисунок 1.15 – Механізм приводу клапанів газорозподілу: 1 – ролик штовхача; 2 – ударник; 3 – штанга штовхача; 4 – наконечник штанги

Переміщення штовхачів передається на клапани за допомогою коромисел. Коромисла також установлені в ударниках кульового шарніра. У головку циліндра встановлені два впускних і два випускних клапани. Вони встановлені в запресовані в головку блоку напрямні втулки клапана.

Фаска випускного клапана й сідло клапана армовані. Крім того, посадкова поверхня випускного клапана охолоджувана водою. Що стосується впускного клапана тільки в сідла клапана є армування.

Впускні клапани обертаються механізмами повороту клапана. На випускних клапанах встановлено імпілери вище тарілки клапана, які змушують клапани обертатися за рахунок минаючого струменя

відпрацьованих газів. Поворотні пристрої протидіють високим тепловим напругам, і забезпечують щільну посадку сідла на клапан.

Пристосування для регулювання вприскування, дозволяє пристосовувати систему живлення до різних палив. Із цією метою, штовхачі кулачка паливних насосів переміщуються валами ексцентрика.

На двигуні використовується електронні регулятори швидкості.

Електронна система контролю швидкості складається з системи контролю за експлуатаційними характеристиками, електронного регулятора, електромеханічного привода, дистанційної системи перемикання програм і датчиків швидкості, які роблять запис дійсної швидкості двигуна.

1.6.3 Паливна система

На двигуні використано паливну систему з акумуляторними накопичувачами типу Common Rail (рис. 1.16).

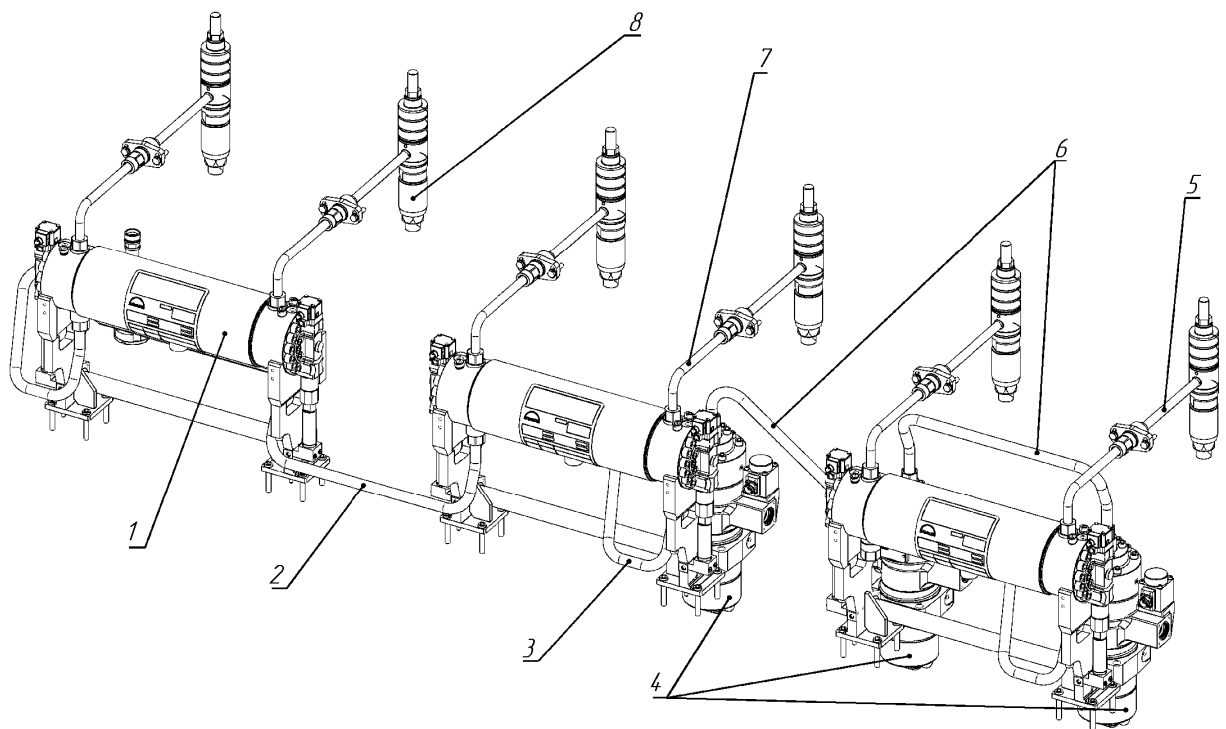


Рисунок 1.16 – Паливна система з акумуляторними накопичувачами типу Common Rail: 1 – акумулятор тиску; 2 – з'єднувальна трубка; 3 – перепускна трубка; 4 – ПНВТ; 5, 7 – трубка підводу палива до форсунки; 6 – канал підпитки; 8 – форсунка

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

Паливні насоси високого тиску розташовані на западині валу приводу насосів (рис. 1.17). У даному двигуні використовується система акумуляторної подачі палива до форсунки типу Common Rail. ПНВТ служать для підтримання тиску у паливних акумуляторах.

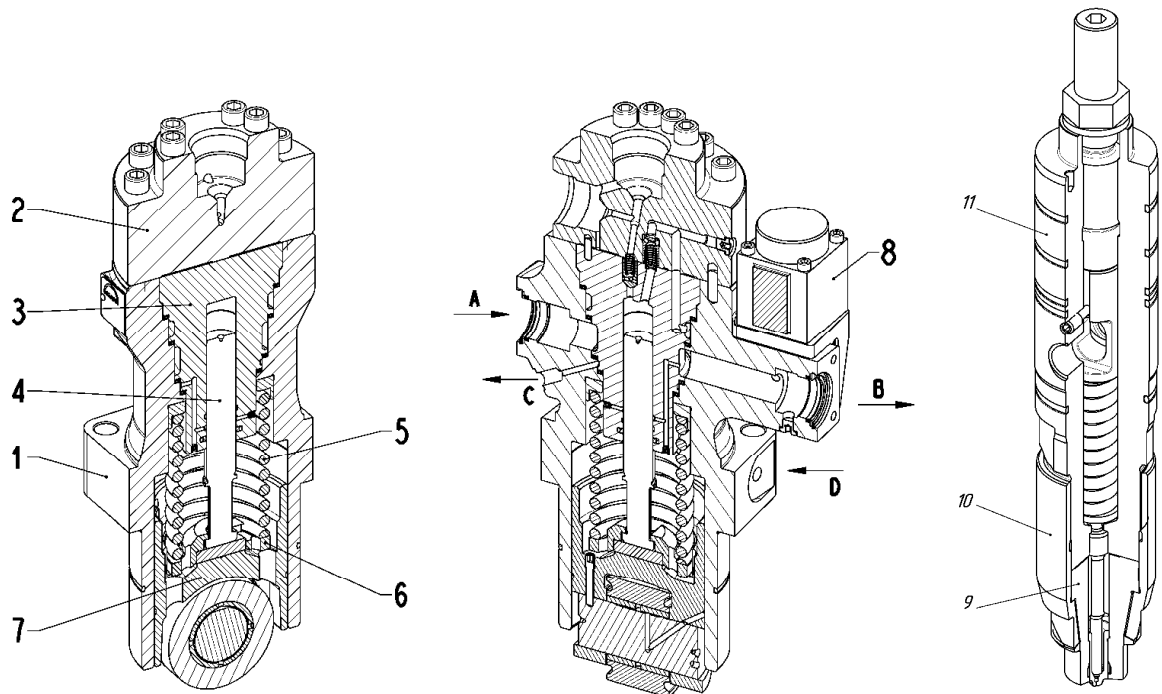


Рисунок 1.17 – Паливний насос високого тиску та форсунка: 1 – корпус ПНВТ; 2 – кришка; 3 – втулка; 4 – плунжер; 5 – пружина; 6 – регулювальна прокладка; 7 – штовхач; 8 – клапан керування; 9 – розпилювач; 10 – накидний стакан; 11 – корпус форсунки

Привод здійснюється трохкулачковими паливними шайбами, через штовхач з роликом. Для палива, що потрапило до циліндра паливного насоса високого тиску через кільцевий канал, встановлена гвинтова перегородка. Циліндр насоса зверху закрито корпусом клапана. На внутрішній частині встановлено постійні запобіжні клапани, які запобігають кавітації й коливання тиску в межах паливної системи до дуже великого ступеня. Інтенсивність нагнітання відповідно до заданої комбінації швидкості робочих характеристик досягається зміною алгоритму керування процесом паливopостачання що здійснює система електронного керування двигуном.

Кожний паливний насос обладнаний поршнем аварійної зупинки.

Паливо після ПНВТ поступає до акумулятору (рис. 1.18), де підтримується постійний тиск, незалежно від режиму роботи двигуна. За допомогою клапану керування, що отримує сигнал від мікропроцесорного блоку, здійснюється подача палива до форсунки. Один акумулятор обслуговує дві форсунки.

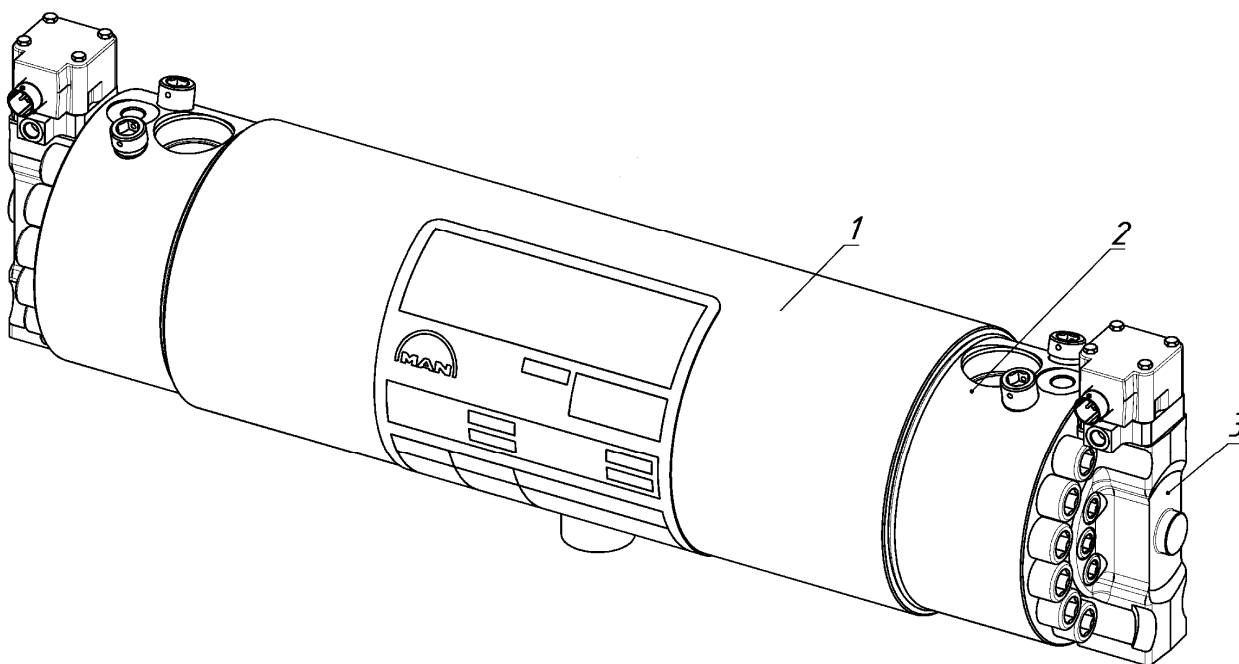


Рисунок 1.18 – Акумулятор високого тиску: 1 – корпус; 2 – кришка; 3 – клапан керування паливоподачею

1.6.4 Система повітропостачання

Нагнітання повітря відбувається згідно так званому ізобарному процесу, за допомогою чого відпрацьовані гази від всіх циліндрів течуть на турбозарядний пристрій через загальну вихлопну трубу (рис. 1.19).

Свіже повітря, що стискується турбокомпресором, надходить до циліндрів через повітроохолоджувач.

Турбокомпресор установлений на двигун в повздовжньому напрямку. Турбозарядні пристрої серії TCR22 використовують відцентрові турбокомпресори і турбіни (рис. 1.20).

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

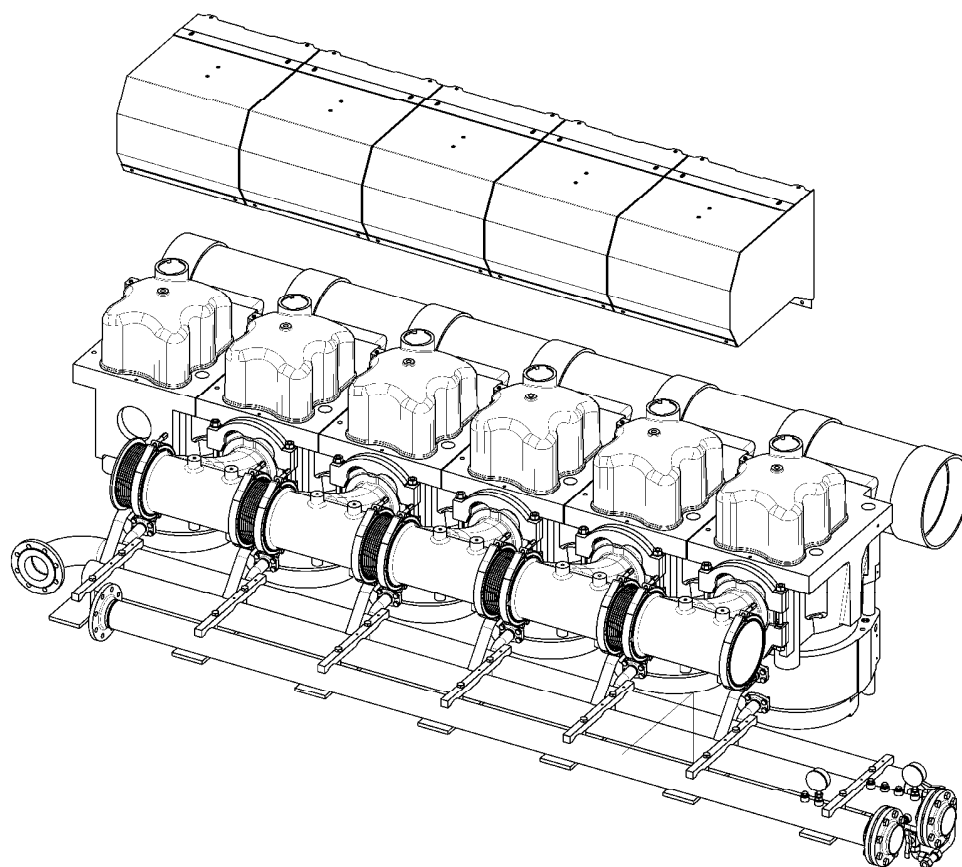


Рисунок 1.19 – Система постачання свіжого повітря до двигуна та випуску відпрацьованих газів

Свіже повітря втягується через глушник або гніздо впуску. Ротор турбокомпресора працює по обидва боки і обертається в підшипнику ковзання, які зв'язані з системою мащення двигуна.

Свіже повітря, яке подається та стискується турбокомпресором, обганяють через подвійний розпилювач і подають до повітроохолоджувача. У повітроохолоджувач стисле свіже повітря повторно охолоджується й спрямовується до циліндрів через впускний колектор.

Повітроохолоджувач має два ступені. Впускний колектор складається із секцій, які пов'язані з один одним за допомогою спеціальних затискачів. Секція впускного колектора й коромисла, об'єднано в один вузол.

Є загальний випускний колектор, що з'єднаний з головками циліндра за допомогою затискачів. Випускний колектор обладнано компенсаторами між циліндрами який встановлено перед турбокомпресором.

підшипників нижньої головки шатуна через трубки. Шатун тоді направляє мастильні матеріали до головки поршня, після чого масло потрапляє знову в масляний піддон.

Подальше через маслопроводи масло потрапляє до підшипників розподільного вала, штовхачів кулачка, паливним насосам і коромислам.

Масляні форсунки розпилюють мастило, таким чином забезпечують мащення зубчастих передач приводу розподільного вала, турбокомпресора й регулятора швидкості. Змащення робочих поверхонь гільзи циліндра здійснюється за допомогою розбризкування масла і масляного туману. Блок поршневих кілець забезпечується маслом через отвори в гільзі циліндра. Двигун обладнаний одним циліндричним масляним насосом, що направляє масло до кожної гільзи окремо через розподільник, який має гідравлічне керування. Розподільник насоса розташований на передній частині двигуна.

1.7 Висновки з аналізу конструкції

Аналіз тенденцій розвитку сучасних середньообертових СДВЗ показав, що двигуни фірми MAN на сьогоднішній момент найбільше відповідають сучасним вимогам по економічності, екологічності й умовам експлуатації. У цьому зв'язку доцільним можна вважати лише удосконалення робочого процесу двигуна в залежності від режиму роботи. Таке рішення дозволить підвищити економічність двигуна, особливо на режимах часткових навантажень. Модернізації піддається в першу чергу система впорскування палива, а саме змінюється алгоритм керування законом паливостачання залежності від навантажувальн-швидкісного режиму. Все це здійснюється через систему з електронним керуванням процесом впорску.

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ПІДХОДІВ ДО ОРГАНІЗАЦІЇ ПАЛИВОПОСТАЧАННЯ ТА РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ СУЧАСНОГО СЕРЕДНЬООБЕРТОВОГО ДВИГУНА

2.1 Сучасний стан розвитку середньообертових дизелів що використовуються на судах в якості головних

У цьому розділі будуть розглянемо основні тенденції розвитку конструкції сучасних середньообертових дизелів що застосовуються на судах в якості головного.

Середньообертові двигуни займають понад 25% від загальної потужності встановлених на судах дизелів; у берегових електроенергетичних установках вони відіграють переважаючу роль [7-14].

У процесі вдосконалювання їхньої конструкції двигунобудівні фірми виходили з вимог забезпечити:

1. Високу питому потужність (кВт/кг і кВт/л).
2. Малі зноси, високу надійність і моторесурс при роботі на важких паливах.
3. Чистоту вихлопу, що задовольняє вимогам «Правил ІМО-2020».
4. Низькі експлуатаційні витрати, що включають вартість палива, що витрачає, і масла, витрати на техобслуговування й запасні частини.
5. Низьку вартість і трудомісткість у виробництві, монтажі на судні й у процесі технічного обслуговування.

Реалізація цих вимог привела практично до створення середньообертових двигунів нового покоління, що істотно відрізняються від двигунів більше ранніх моделей, як по конструкції, так і по організації робочого процесу. Було продовжене форсування робочого процесу з використанням газотурбінного наддування. Сучасний рівень середнього ефективного тиску судових середньообертових дизелів становить

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

2,1...2,9 МПа. Фірмою «Wärtsilä» істотно переглянута організація наддування, що дозволяє одночасно використати переваги імпульсного наддування й наддування при постійному тиску. Фірма МАН разом з японським ліцензиантом адаптували широко використовувану в малообертових дизелях систему постійного наддування стосовно до 4-х тактним машин і стала її застосовувати у своїх останніх моделях.

Перехід з імпульсного наддування, що раніше застосовувалося, на систему постійного наддування надає наступні переваги:

- більше високий ККД ГТК;
- більше проста й надійна конструкція вихлопних трубопроводів;
- досягається більш рівна температура газів за циліндрами й забезпечується більший запас по помпажу компресора [7-14].

Але одночасно губляться такі переваги імпульсного наддування, як краще забезпечення двигуна повітрям на малих навантаженнях. Це обставина не могла не враховуватися, тому що більшість середньообертових двигунів використовуються в якості головних на поромах, круїзних судах, буксирах, траулерах й як допоміжні дизель-генератори. Для них значну частку часу становлять малі й середні навантаження, а також, перехідні режими. Звичайно, робота на малих навантаженнях й, особливо, на перехідних режимах супроводжується погіршенням згоряння палива й димним вихлопом, пов'язаними з погіршенням розпилювання палива, падінням тиску наддування й порушенням повітропостачання. Тому першочергове завдання полягало в тому, щоб забезпечити стабільну й економічну роботу двигунів не тільки на режимах повних або близьких до них навантажень, але й на перерахованих режимах.

Відомо, що 4-х тактні двигуни, як правило, мають у своєму розпорядженні значний резерв енергії вихлопних газів і це змушує в ряді випадків прибігати до байпасування газів перед ГТК. Ця обставина була використана фірмою МАН. Шляхом перенастроювання робочого апарата

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

газової турбіни на оптимум у зоні часткових навантажень була збільшена її потужність у цьому діапазоні на шкоду ККД і потужності на повному навантаженні. Компенсація втрати потужності на повному навантаженні в цьому випадку досягається збільшенням подачі газів на турбіну шляхом скорочення їх байпасування [10].

Щоб не втрачати ККД турбокомпресора на повному навантаженні, можна відзначене перенастроювання здійснювати в процесі роботи двигуна. Для цього використовувати сопловий апарат з мінливою геометрією. При роботі на малих навантаженнях використовувати сопловий апарат з малим прохідним перетином, а при переході на повні навантаження – використовувати апарат з більшими прохідними перетинами. Для турбін радіального типу фірма MaK розробила конструкцію із двома сопловими апаратами – один для часткових навантажень і другий для навантажень від 80% і вище.

Ці два апарати розміщаються в корпусі турбіни й переміщаються пневматично залежно від зміни положення рейки паливних насосів. У результаті було досягнуте поліпшення згоряння палива на часткових навантаженнях, збільшився обертальний момент, і на 5% зменшилася витрата палива. Ще раз відзначимо, що це рішення дозволило уникнути компромісу попереднього варіанта, коли на догоду малих навантажень доводилося йти на зниження ККД на повних навантаженнях [8].

Відмічуване в останні роки зростання жорсткості норм емісії у вихлопних газах сажистих часток (димність вихлопу) і окислів азоту (NO_x) змусило двигунобудівників шукати шляхи радикального вдосконалювання процесів згоряння палива, не обмежуючись раніше окремо здійснюваними заходами щодо поліпшення повітропостачання, паливопостачання й ін. Фірма Wärtsilä першої перейшла до інтегрованої системи, коли окремі вдосконалення взаємопов'язані й взаємодоповнюють один одного. Подібна система одержала найменування ACERT.

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Поряд із впровадженням системи електронного керування двигуном, в основному, оптимізуючи фази подачі палива в циліндри при зміні швидкісного режиму, у завдання електроніки було включене завдання керування фазами відкриття й закриття впускних клапанів. Це дозволило оптимізувати надходження надувального повітря залежно від режиму двигуна, температури й тиску повітря, температури в системі охолодження й іншого, що істотно поліпшило якість згоряння палива й чистоту вихлопу. З метою поліпшення повітропостачання на перехідних режимах, коли різко міняються навантаження й оберти двигуна, встановлюваний на двигун один турбокомпресор був замінений на два менші розміри й відповідно з меншими масами.

Це сприяло зниженню інерційності при наборі обертів ГТК й, тим самим, – більш швидкому росту тиску наддування й кількості подаваного в циліндри повітря, що необхідно, коли подача палива різко збільшується й при придусі двигун починає диміти.

Система ACERT була поширена й на двигуни MaK, виробництво яких здійснюється об'єднаним концерном «Caterpillar Motoren – MaK». У середньообертових двигунах MaK 43 були вдосконалені ГТК, підняті тиски вприскування й введене керування фазами паливопостачання. З метою поліпшення сумішоутворення були внесені зміни в конфігурацію камери згоряння. Також, організоване керування фазами відкриття й закриття впускного клапана, здійснюване за допомогою переміщення важелів привода клапанів щодо кулачних шайб клапанів і паливного насоса. З переходом на малі навантаження ролик важеля привода паливного насоса, що сидить на валу з ексцентриками при повороті вала переходить на більш круту ділянку профілю, швидкість руху плунжера росте, а з нею збільшуються тиски вприскування, одночасно раніше починається подача палива (рис. 2.1) [6].

На цьому ж рисунку (наверху) показані криві підйому й посадки впускного клапана. З переходом на малі навантаження фази відкриття й

закриття клапана міняються на більше пізні, що, за твердженням фірми, забезпечує більше ефективний стиск повітря в робочих циліндрах. З ростом тиску вприскування досягається більше тонке розпилювання палива й більше повне його згоряння. Випробування на двигуні L 20 фірми малюнку показали, що в діапазоні 2...10% навантаження емісія NO_x знизилася на 35%, видиме диміння відсутнє [4].

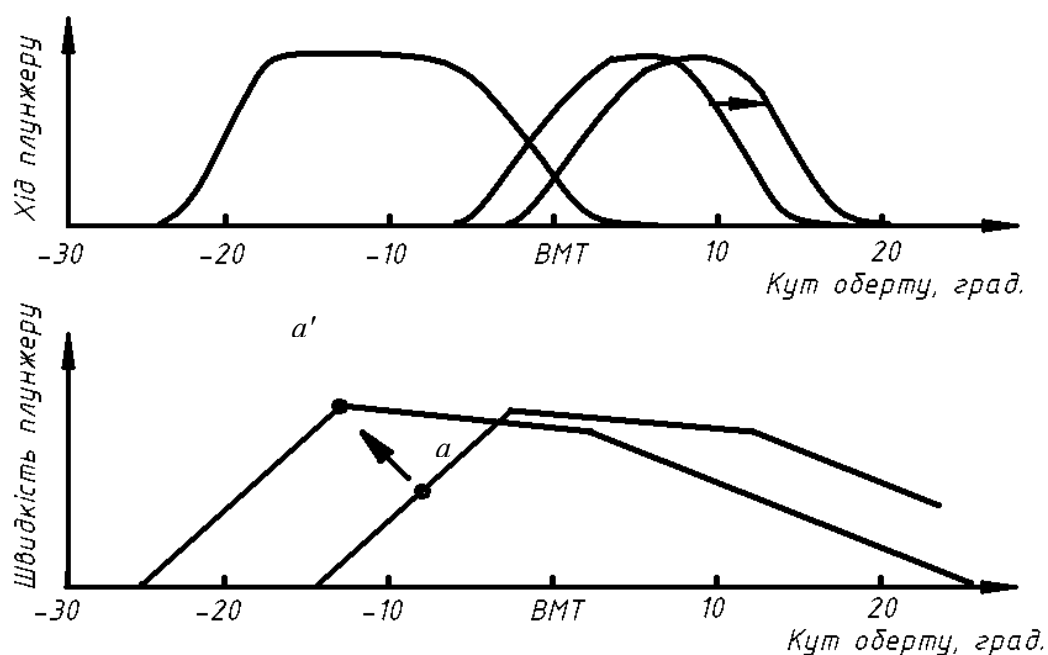


Рисунок 2.1 – Зміна фаз газорозподілу й швидкості плунжера ПНВТ

Наступна проблема, що довелося вирішувати двигунобудівникам, полягала в тому, що температури повітря й газів у камері згоряння на часткових режимах істотно нижче й це несприятливо відображається на затримці запалення. Затягування запалення приведе до неповного згоряння й іншим, пов'язаним із цим наслідкам.

Тому Wärtsilä й ряд інших фірм при переході двигуна на навантаження менш 45% прибігають до відключення охолодження наддувочного повітря й включають його підігрів.

Причиною неповного згоряння палива, що супроводжується димінням

на вихлопі, що звичайно проявляється при різких накиданнях навантажень, є інерційність ГТК, що не встигає збільшити подачу повітря слідом за збільшенням подачі палива. Сьогодні для прискорення розкручування ротора ГТК стали подавати на лопатки компресора стиснене повітря, використовуючи для цього додатково встановлювані сопла й лямбда-регулятори. При збільшенні навантаження регулятор числа обертів прагне перемістити паливну рейку убік збільшення подачі палива. Однак, тиск наддування ще низький, подача повітря недостатня й поршень сервомотора лямбда-регулятора обмежує рух паливної рейки й одночасно включає соленоїд клапана, що відкриває подачу стисненого повітря на лопатки компресора ГТК. Надходження повітря на ГТК припиняється з ростом його обертів і тиску наддування [12].

Давно вже перед двигунобудівниками стояло завдання – перевести середньообертові двигуни на важкі палива, щоб на судні могло використовуватися єдине паливо. Це диктувалося істотно більш низькою вартістю важких палив у порівнянні з дизельними (приблизно у два рази). Якщо спочатку рішення цього завдання здавалося малоімовірним, то сьогодні всі провідні фірми її успішно вирішили [13-15].

Якщо при переведенні потужних малообертових двигунів на важкі палива основні заходи зводилися до організації належної підготовки палив, то рішення цього завдання стосовно до середньообертових двигунів зажадало ще й радикальних перетворень в організації робочого процесу.

Насамперед, були вдосконалені процеси сумішоутворення й згоряння. Із цією метою була збільшена дрібність розпилювання шляхом збільшення тиску впорскування палива до 120...150 МПа. Більше високі тиски впорскування близько 200 МПа виявляються невиправданими, тому що різко ростуть навантаження на соплові наконечники, що супроводжуються їхнім розривом. Зі збільшенням навантажень на привод ПНВТ доводиться підсилювати розподільний вал і його шестерний привод [14, 15].

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

Важкі палива складаються з важких фракцій, що мають більш тривалий період підготовки до згоряння τ і менші швидкості горіння. При роботі двигуна на таких паливах особливо в зоні часткових навантажень, коли тиски й температури наприкінці стиску низькі, τ_k збільшується й згоряння палива зміщається убік запізнювання. Кількість палива, що накопичується в камері згоряння за цей період, збільшується. Наступне самозапалювання великої маси палива приводить до росту швидкостей наростання тиску, що спричиняє зростання механічних навантажень, особливо, у підшипниках. Паливні струмені, не вигораючи по шляху, потрапляють на стінки циліндра.

Зсув згоряння на лінію розширення приводить до падіння економічності роботи двигуна. Щоб прискорити фізичні й хімічні процеси підготовки до згоряння необхідно було підняти тиски й температури в циліндрі в момент вприскування палива. При модернізації двигунів це було досягнуто збільшенням ступеня стиску з 10,5...11 до 14...15,5.

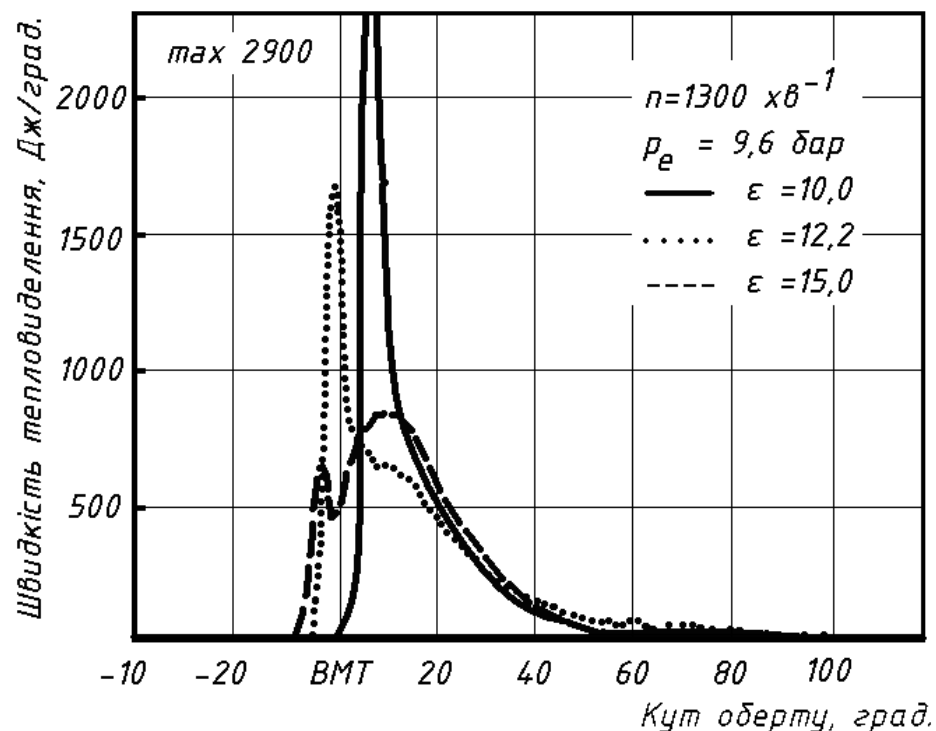


Рисунок 2.2 – Вплив ступеня стиску на швидкість тепловиділення при згорянні

Відомо, що зі збільшенням ε підвищується термічний ККД циклу, що безперечно корисно, але одночасно з ростом тисків у момент вприскування палива збільшується й Максимальний тиск циклу, що спричиняє ріст механічних напруг в елементах ЦПГ і кривошипно-шатунного механізму. Щоб уникнути росту p_z конструктори вдалися до зсуву початку подачі палива (кута випередження) убік запізнювання при одночасному скороченні тривалості подачі таким чином, щоб ступінь підвищення тиску при згорянні не виходила за межі 1,1 і не збільшувалося догорання палива на лінії розширення [6]. У двигуні Wärtsilä 46 кут випередження вприскування раніше становив $10...12^\circ$ після модернізації він був скорочений до $2...3^\circ$ до ВМТ. Скорочення тривалості подачі було забезпечено збільшенням діаметра соплових отворів і підвищенням швидкості руху плунжера ПНВТ шляхом перепрофілювання паливного кулака. Як видно з рис. 2.2 швидкість тепловиділення, а з нею й швидкість росту тисків у циліндрі зі збільшенням ступеня стиски істотно зменшуються. Досягнуті в підсумку відзначених перетворень зміни в протіканні робочого процесу добре видні на рис. 2.3. Робочий цикл сьогодні практично зведений до циклу з підведенням тепла при постійному тиску, з якого починалася історія дизелів.

Тут важливо відзначити, що перехід від циклу зі змішаним підведенням тепла до циклу $p = \text{const}$, повинен був привести до зниження економічності. Але одночасне збільшення ступеня стиску й скорочення тривалості подачі при одночасному підвищенні тонкості розпилювання палива дозволили конструкторам утримати його витрату на колишньому рівні й, при цьому, вирішити головне завдання – забезпечити ефективну роботу двигунів на важких паливах і зменшити утворення NO_x .

У процесі доробки дизелів ряд фірм збільшили відношення ходу поршня до діаметра циліндра (до 1,5), це дозволило збільшити висоту камери згоряння й, тим самим, створити кращі умови для розвитку факела палива, сумішоутворення й згоряння. Одночасно зі збільшенням S/D знизили частоту

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

обертання. Це понизило середню швидкість поршня й швидкість зношування ЦПГ.

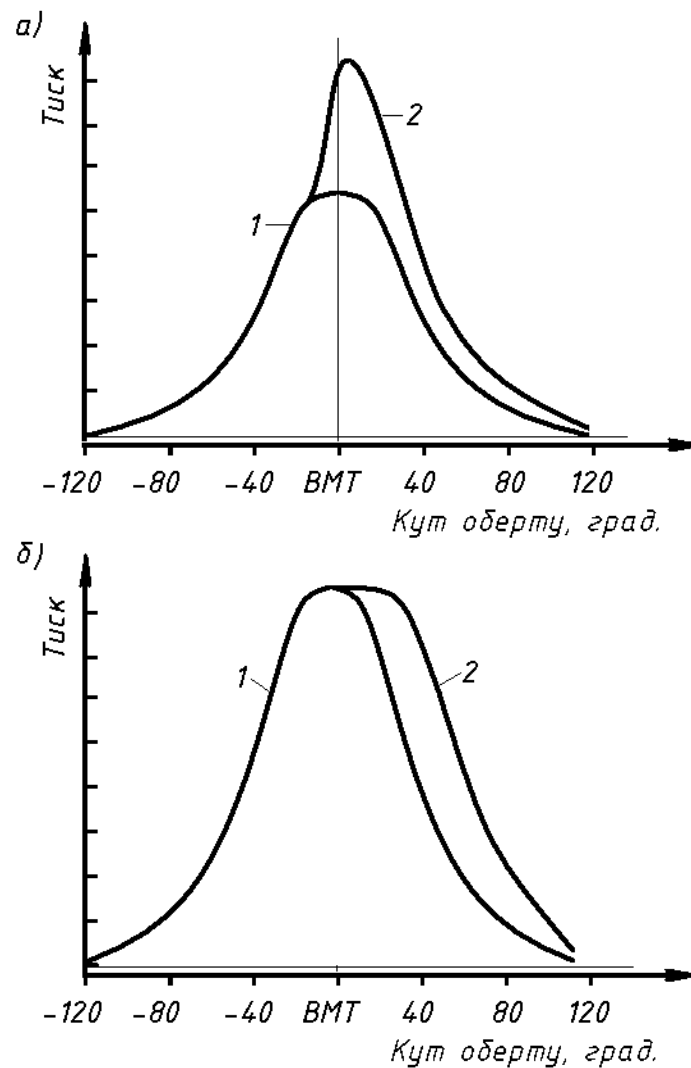


Рисунок 2.3 – Криві тисків у робочому циліндрі: *а* – традиційна організація процесу, *б* – збільшений тиск стиску шляхом переносу згоряння за ВМТ (цикл Міллера): 1 – лінія стиску; 2 – лінія згоряння

Форсування двигунів і використання в них важких палив зажадали особливу увагу звернути на їхню теплову напруженість, особливо, у зоні камери згоряння. З метою зниження температур і більше рівномірного їхнього розподілу (зниження температурних перепадів) охолодження деталей камери згоряння було організовано за принципом каналного, що дозволяє наблизити охолодну рідину до теплосприймаючі поверхні. Це поряд зі

зниженням температур, дозволило зменшити температурні перепади й викликані ними деформації й температурні напруги.

Особлива увага приділялася температурним полям:

- робочої поверхні втулки циліндра – щоб уникнути низькотемпературної (сірчистої) корозії вона не повинна опускатися нижче 130°C та підніматися вище 160...180°C. В останньому випадку буде мати місце інтенсивна полімеризація масла з утворенням лако- і нагаровідкладень;
- поршня в зоні поршневих кілець – не вище 160°C у цілях запобігання нагаровідкладень в кепках і на внутрішній охолоджуваній поверхні головки;
- кришки циліндра в зоні розташування сідел вихлопних клапанів – не вище 450°C щоб уникнути високотемпературної (*Na-V*) корозії сідел і клапанів.

Алюмінієві поршні в більшості конструкцій був і замінений на чавунні, виготовлені з високоміцного й зносостійкого чавуну зі сферичним графітом, або на складові з головками, що виготовляють із жароміцної сталі.

Велика увага була приділена організації змащення ЦПГ.

Традиційно застосовувана в тронкових двигунах змащення розбризкуванням у двигунах «Wärtsilä» була замінена на примусову подачу масла в зазор між тронком і втулкою циліндра через канали в самому поршні. У двигунах «Sulzer Z40» було уведене примусове змащення циліндрів під тиском від лублікатора. Ці рішення знизили зноси ЦПГ і зменшили витрата масла до 0,5...1 г/(кВт×год.), що на сьогоднішній день для тронкових двигунів є рекордно низьким [14-17].

Провідні судновласницькі компанії в останнє десятиліття під знаком зниження експлуатаційних витрат систематично скорочують чисельність машинної команди, а це диктує необхідність зменшення обсягу робіт по технічному обслуговуванню безпосередньо на судні й переносу більшої частини цих робіт на берег. Цьому ж сприяє й напружений розклад рейсів, що приводить до скорочення стоянок у порту й, тим самим, що утрудняє

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

виконання трудомістких робіт у ці періоди.

Не можна не враховувати й спостережуване зниження кваліфікації суднових механіків, для яких виконання ряду складних робіт з моточистки представляється досить складним й, у зв'язку із цим, нерідкі помилки. На підтвердження сказаному за даними морських страховиків більше 50% поломок у допоміжних дизелів приходить на перші 500 годин роботи після моточистки, при цьому основною причиною є людський фактор.

Викладені обставини послужили підставою для радикальної зміни компоновочних схем двигунів нового покоління. Застосування модульних рішень, що передбачають інтегрування ряду раніше конструктивних елементів, що сполучають, в окремі модулі – моноблоки, усунення зовнішніх трубопроводів і розміщення їх у моноблоках, заміна фланцевих або штуцерних з'єднань на рознімання, що самоущільнюються, типу plug-in істотно спростило операції по розбиранню двигунів.

Тут навішені на двигун насоси охолодження й змащення, охолоджувачі, терморегулятори, масляний самоочисний фільтр і приєднані до них трубопроводи інтегровані в одну коробчасту конструкцію, що закріплюється на фронтівій частині кістяка двигуна.

Вся циліндро-поршнева група, включаючи поршень із шатуном, втулку циліндра й кришку може бути демонтована як одне ціле. Передбачається, що ці інтегровані елементи замінюються судовим персоналом на комплекти, що поставляють фірмою, нові або заздалегідь відремонтовані в умовах ремонтного підприємства, що володіє висококваліфікованим персоналом. Фірма MAN включає в число модульне замінних елементів також:

- турбокомпресор;
- ПНВТ;
- насоси охолодної води;
- насос мастила.

Перехід на нову технологію дозволяє повернути двигун у його

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

вихідний робочий стан й у цьому випадку фірма гарантує експлуатацію агрегату протягом 12000 годин до наступного ремонту.

2.2 Розробки в області організації вприскування палива

Вприскування палива в робочі циліндри в більшості середньообертових двигунів й, у тому числі, у двигунах «Wärtsilä» здійснюється за традиційною схемою, що включає паливні насоси високого тиску золотникового типу з регулюванням по кінці подачі й форсунки із багатодирчатими не охолоджуваними розпилювачами.

Якщо при переведенні потужних малообертових двигунів на важкі палива основні заходи зводилися до організації обробки палива й підготовки палив, то рішення цього завдання стосовно до середньообертових двигунів не обмежувалося цими мірами, а зажадало радикальних перетворень в організації вприскування палива й робочого процесу. Відомо, що чим менше розмір крапель палива, що утворюються при його розпилюванні, тим швидше будуть проходити процеси їхнього випару й хімічні реакції підготовки до запалення. Дрібність розпилювання перебуває в прямої залежності від швидкостей витікання палива через соплові отвори, а це визначається тисками вприскування й діаметром соплових отворів. В останні роки всі фірми йдуть по шляху збільшення тисків вприскування. Цікава еволюція максимальних тисків вприскування у двигунах. Так у двигунів 26МТВ (1960 р.) воно становило 65...70 МПа, у двигунах 23/30 й 28/32 (1973-1983 р.) – 80...90 МПа, то в сучасних двигунах MAN 16/24 й 21/31 Максимальний тиск вприскування піднятий до 150...160 МПа У розглянутого у даній кваліфікаційній роботі двигуна MAN 9L32/44 тиск в акумуляторі досягає до 200 МПа. Одночасно збільшувався й тиск відкриття голки форсунки з 16...19 до 35...45 МПа [6].

Рядом фірм, у тому числі Wärtsilä, MaK, MAN було впроваджене двоступінчасте вприскування палива, сутність якого перебуває в подачі в

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

циліндр невеликої порції палива (pilot injection), що передує основній подачі (рис. 2.5). Необхідність подібної організації процесу вприскування обумовлюється поганою займистістю важких палив і тривалим періодом затримки запалення, у процесі якого паливо накопичується в циліндрі й тільки потім запалюється. Одночасне запалення й згоряння маси палива, що нагромадилася, супроводжується більшими швидкостями згоряння й жорсткою роботою двигуна – рис. 2.6 (жирні лінії).

Наявність передвприску створює умови для більше м'якого й повного згоряння, тому що основна подача відбувається в момент, коли в циліндрі з'являється полум'я від згоряючої попередньо поданої порції палива, тому запалення основної маси відбувається практично миттєво й процес згоряння йде зі значно меншими швидкостями (тонкі лінії рис. 2.6), обумовленими швидкістю надходження палива в циліндр. У двигунах «Wärtsilä» предвпороск здійснюється з використанням стандартного ПНВТ, у якому встановлений додатковий нагнітальний клапан з більше слабкою пружиною, першим, що відкривається в початку нагнітального ходу плунжера.

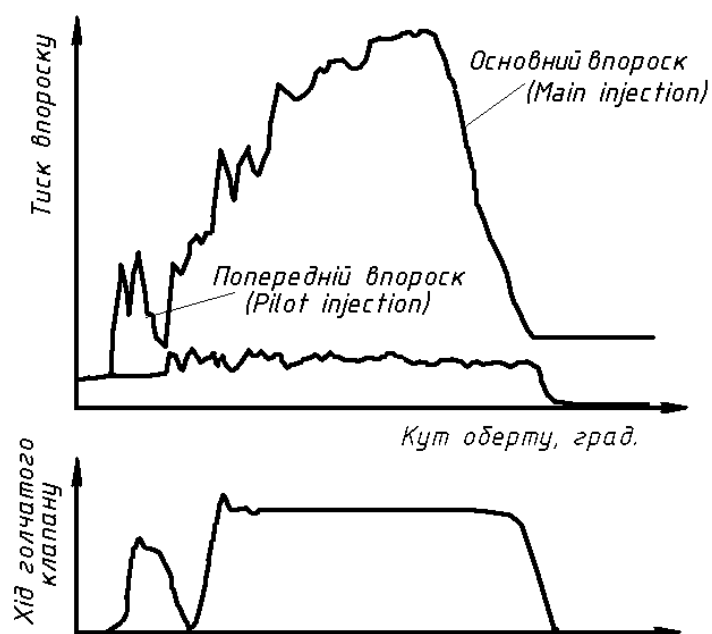


Рисунок 2.5 – Два етапи вприскування палива [6, 15]

Від цього клапана паливо по паливній трубці направляється до

форсунки, додатково встановленої в кришці циліндра.

У міру росту тисків відкривається основний нагнітальний клапан і через нього й раніше відкритий додатковий клапан здійснюється основна подача палива.

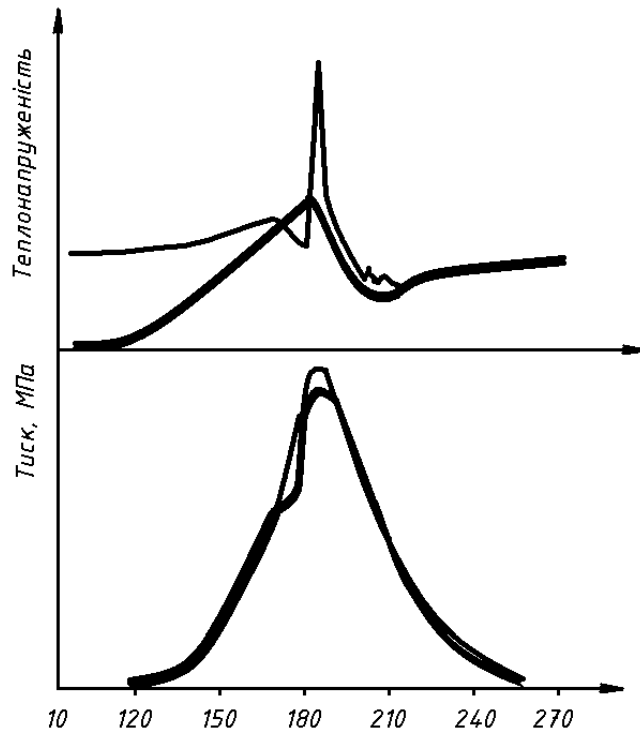


Рисунок 2.6 – Порівняння кривих швидкостей згоряння й розвитку тисків у циліндрі при традиційній подачі палива й із попереднім впорскуванням запальної порції [15]

У двигунах Wärtsilä L64 радикально змінена конструкція ПНВТ. Звичайно прийнятий одноплунжерний варіант насоса замінений на двоплунжерний (рис. 2.7), у якому лівий плунжер управляє моментом подачі палива, а правий – величиною подачі. Це дозволило:

- установлювати кут випередження незалежно від величини подачі;
- оптимізувати закон подачі, параметри впорскування у функції режиму шляхом перерозподілу подачі між плунжерами;
- зменшити діаметр плунжерів, а це спричинило зниження механічних навантажень на їхній привід і втулки плунжерних пар. Менші деформації

втулок дозволили зменшити зазори в плунжерних парах і витоки через них.

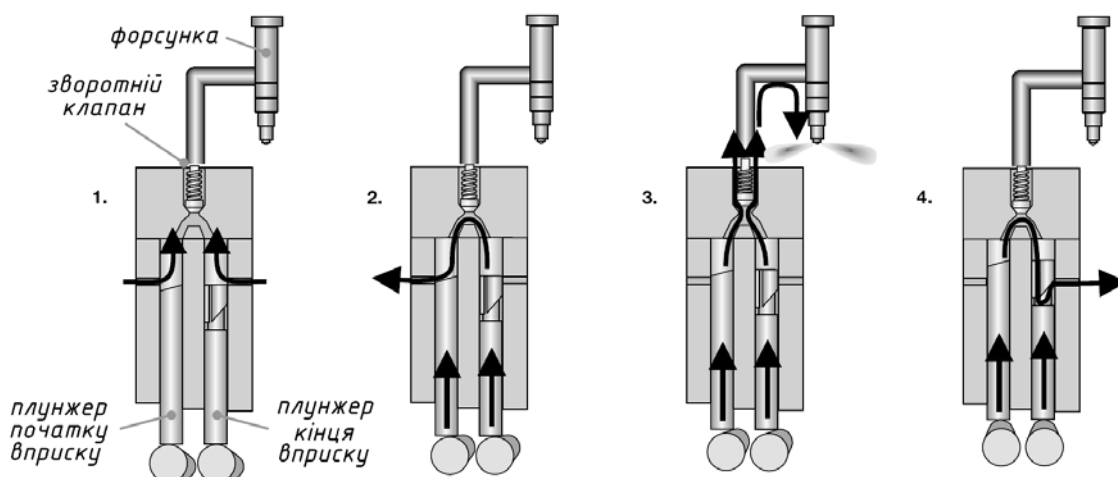


Рисунок 2.7 – Двохплунжерний ПНВТ двигуна Wärtsilä L64. Фази подачі: 1 – наповнення насоса, 2 – плунжер, керуючий подачею, перекриває відсічне вікно, зайве паливо йде через наповнювальне вікно, 3 – обидва вікна перекриті, починаємося подача палива до форсунки, 4 – відсічне вікно відкривається, починається відсічення – кінець подачі

2.3 Акумуляторні паливні системи середньообертових суднових дизелів фірми MAN

Наведений у попередньому розділі аналіз показав, що найбільш істотного покращення показників двигуна можливо досягти переходячи з звичайних систем вприску до акумуляторних із електронним керуванням. Таки системі останнім часом набули поширення на суднових дизелях і отримали назву Common rail. Ці системи надають значні переваги в організації робочого процесу суднових дизелів, особливо якщо ті працюють на часткових навантаженнях. Розроблена така система і для дизелів фірми MAN серії 32/44, що може зробити доцільною модернізацію паливної системи головного двигуна судна замінив її на систему Common rail. Для з'ясування доцільності такої модернізації зробимо аналіз конструкції акумуляторної системи середньообертових дизелів фірми MAN.

Протягом останніх років фахівці фірми MAN провели значні дослідницькі та проектні роботи по розробці акумуляторних систем уприскування для середньообертових двигунів. Результатом цих робіт стала поява на ринку принципово нового класу дизелів, які можуть виконати існуючі і перспективні норми за вмістом шкідливих речовин у відпрацьованих газах. Основна маса двигунів створювалася на базі вже існуючих моделей, які добре зарекомендували себе в експлуатації.

При розробці систем common rail для середньообертових дизелів, фахівці фірми MAN відмовилися від використання єдиного акумулятора великого об'єму, замінивши його на кілька акумуляторних модулів, що забезпечують паливостачання, як правило, двох циліндрів двигуна. Таке рішення пояснюється такими міркуваннями:

- в середньообертових двигунах використовується більш широка номенклатура палив, які для досягнення заданої в'язкості вимагають різних температур підігріву в діапазоні 25...150 °С. Це, в свою чергу, викликає значні відмінності в лінійному тепловому розширенні акумулятора;

- в довгому акумуляторі неминуче наявність радіальних свердлень для установки приєднувальних арматур і трубопроводів, що відводять паливо до окремих циліндрів двигуна. Ці свердління є концентраторами значних напруг і послаблюють конструкцію. Величина цих напруг пропорційна тиску в акумуляторі і його внутрішньому діаметру. Зниження шкідливого впливу цих напруг, наприклад, шляхом збільшення товщини стінок, інколи веде до невиправданого збільшення габаритів і маси системи паливоподачі в цілому;

- скорочення діаметра акумулятора призводить до скорочення його об'єму, що за умови досить великих циклових подач ускладнює досягнення однакових умов вприску в різних циліндрах, особливо якщо паливо під високим тиском підводиться до акумулятора з одного боку. Крім того, в акумуляторі можуть виникати надмірні коливання тиску, що порушують режим паливоподачі;

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

- використання акумуляторів малого об'єму дозволяє простіше інтегрувати їх у вже існуючу конструкцію двигуна, використовуючи для їх кріплення вже існуючі привалочні поверхні.

Слід зазначити, що використання декількох секцій акумулятора не в повній мірі відповідає назві системи common rail (в перекладі єдина магістраль) однак уже традиційно ця назва застосовується до всіх паливних систем дизелів акумуляторного типу.

Акумуляторна система паливopодачі фірми MAN виконана по модульній схемі, що дозволяє використовувати її на різних моделях двигунів без істотних змін у конструкції окремих елементів. Система розроблена для роботи на різних сортах палива включаючи важке залишкове паливо HFO в'язкість до 700 сСт при 50 ° С. Конструкція системи дозволяє забезпечити роботу двигуна на важких паливах на всіх експлуатаційних режимах, включаючи режими пуску та зупинки двигуна.

Фірма максимально спростила конструкцію системи паливopодачі. Так, для приводу золотникових клапанів, керуючих паливopостачанням, замість керуючого масла використовується паливо, відібране з акумулятора.

Уприскуванням палива управляють швидкодіючі клапани, розташовані в кришках акумуляторних секцій, що дозволяє максимально скоротити довжину трубопроводів високого тиску, і використовувати для уприскування палива стандартні форсунки. Загальна гідравлічна схема паливної системи представлена на рис. 2.8, а на рис. 1.16 показаний її загальний вигляд.

Підготовлене паливо підводиться до насосів високого тиску через регульовані за допомогою електромагнітного приводу дросельні клапани.

Під дією сигналу що надходить з мікропроцесорного блоку управління, клапана, змінюють прохідний переріз дросельного отвору, регулюючи тим самим кількість палива що поступає в надплунжерний простір насоса, куди воно потрапляє через всмоктуючи клапан.

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

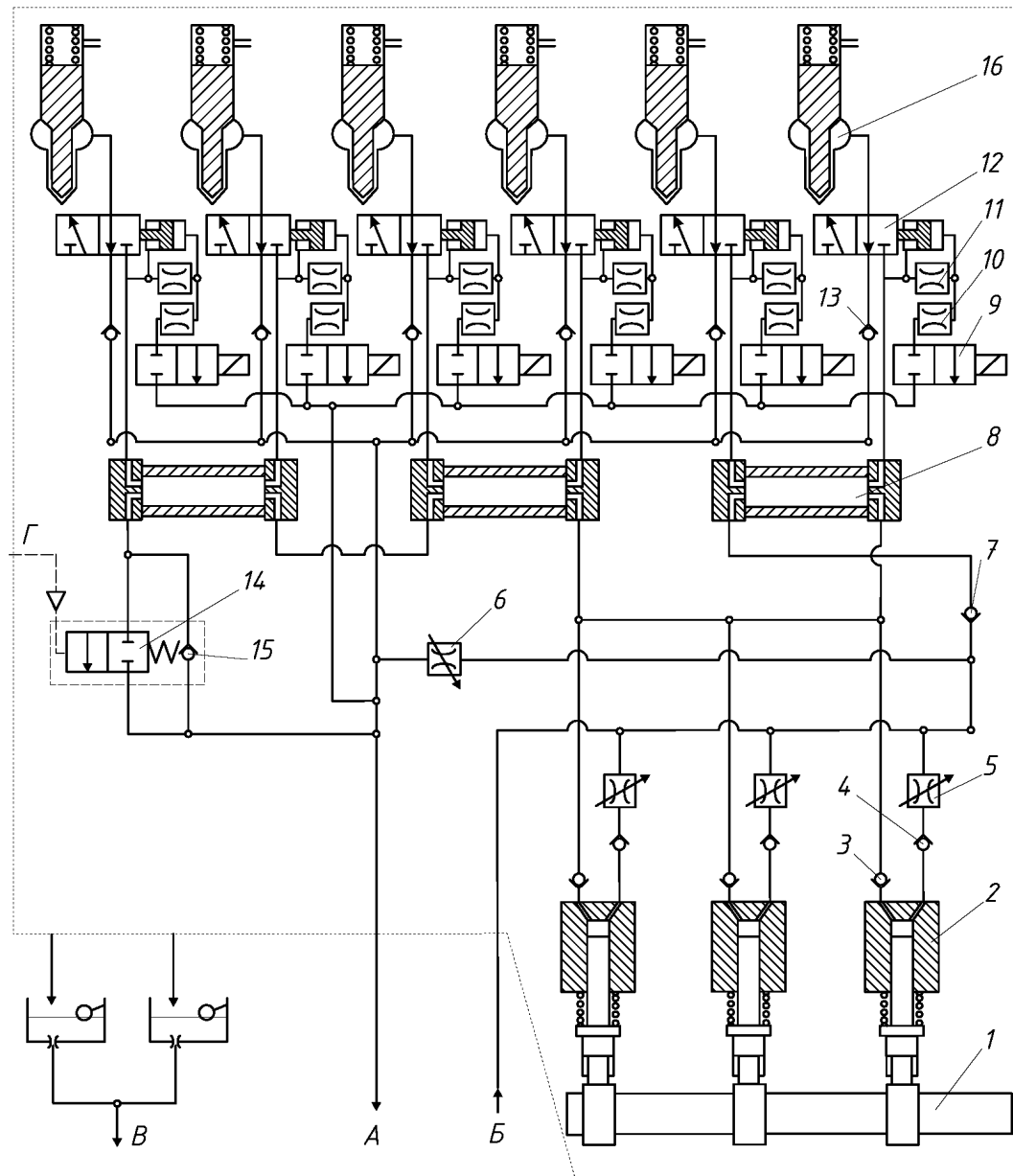


Рисунок 2.8 – Гідралічна схема акумуляторної паливної системи середньообертових двигунів фірми MAN. 1 – вал приводу насосів; 2 – паливні насоси високого тиску; 3 – нагнітальний клапан; 4 – всмоктувальний клапан; 5 – дросель регулювання подачі; 6 – дросель для підтримки перепаду тисків; 7 – зворотний клапан збільшення витрати при промиванні системи; 8 – акумулятор; 9 – пусковий клапан з електромагнітним приводом; 10 – дросель пускового клапана; 11 – дросель головного клапана керування подачею; 12 – головний клапан керування подачею; 13 – зворотний клапан зливної порожнини; 14 – клапан прокачування системи і аварійного скидання тиску; 15 – клапан обмежувач високого тиску; 16 – форсунка; А – підведення палива; Б – злив палива; В – збір протікань; Г – підведення керуючого повітря

Об'єм акумуляторів підібраний таким чином, щоб у процесі роботи забезпечити постійний тиск в системі без використання газових або пружинних компенсаторів.

Від насосів, паливо під тиском до 160 МПа, через нагнітальні клапана надходить в акумулятори, на торцевих кришках яких встановлені блоки клапанів управління уприскуванням палива. Крім блоку клапанів на торцевих кришках акумуляторів встановлюється приєднувальна арматура трубопроводів високого тиску до форсунки і сполучного трубопроводу між секціями батареї. Корпуси акумуляторів являють собою товстостінну трубу, в якій відсутні будь-які радіальні свердління, чим досягається його максимальна жорсткість.

Для зведення до мінімуму коливань тиску в системі, подача палива до акумуляторів забезпечується декількома насосами, що мають привід від вала, на якому встановлені трикулачкові шайби. Шайби заклинені один щодо одного на кут, що забезпечує однакове зсув фаз подачі між окремими насосами. В залежності від нагрузочно-швидкісного режиму роботи двигуна, за рахунок дросельного регулювання, паливні насоси подають в систему стільки палива, скільки необхідно для компенсації його витрат на вприск і керування паливopостачанням. За рахунок цього, незалежно від режиму роботи, тиск в системі підтримується постійним. Загальна подача насосів підібрана таким чином, що при пошкодженні одного з них решта здатні забезпечити систему необхідною кількістю палива для роботи двигуна на режимі номінальної потужності.

Кожна секція акумулятора оснащена двома блоками клапанів управління паливopодачею. Відповідно одна секція акумулятора обслуговує два циліндра двигуна. При непарній кількості циліндрів встановлюється додаткова секція з одним блоком клапанів.

З акумулятора до форсунок паливо надходить через головний клапан управління уприскуванням, який має гідравлічний привод. В якості робочої

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

рідини для гідроприводу, використовується паливо, що відібрано з акумулятора.

Управляє гідравлічним приводом головного клапана, пусковий клапан з електромагнітним приводом, який отримує сигнали на відкриття або закриття з електронного блоку управління двигуном.

Для запобігання безперервної подачі палива в циліндр у разі заклинювання головного клапана, у внутрішній порожнині акумулятора, на торцевих кришках встановлюються клапани-обмежувачі максимальної подачі, які автоматично відключають пошкоджений блок керуючих клапанів.

Для прокачування системи підігрітим паливом під час стоянки або після тривалого простою з відключенням систем забезпечення двигуна, а також для аварійного скидання тиску в акумуляторах, передбачена установка спеціального клапана, що приводиться в дію стисненим повітрям з системи управління. В одному блоці з клапаном прокачування встановлений клапан обмеження тиску, який спрацьовує у разі, коли тиск в системі перевищує встановлене значення.

Паливні насоси високого тиску плунжерного типу, що використовуються фірмою MAN, виконані за традиційною схемою. На відміну від ПНВТ об'ємних систем уприскування, на них відсутні золотникові кромки управління подачею (рис. 1.17), а у втулці немає наповнювальних та відсічних отворів. Для заповнення надплунжерного простору паливом в кришці насоса передбачений наповнювальний клапан

Для управління продуктивністю насосів застосоване регулювання шляхом дроселювання палива на вході. Такий спосіб не відрізняється високою точністю, проте в даному випадку в цьому немає необхідності, так як циклову порцію відміряє не сам насос, а керуючий клапан, який отримує сигнали з електронного контролера. Мікропроцесорний контролер управляє і наповнювальними дросельними клапанами, які мають електромагнітний привід і кріпляться безпосередньо на корпусі насоса (рис. 1.17).

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Крім наповнювального, в кришці насоса встановлюються нагнітальний клапан, що розділяє надплунжерну порожнину і лінію високого тиску при відсутності нагнітання.

Для забезпечення двигуна паливом під високим тиском встановлюється декілька насосних секцій, які наводяться від кулачкового вала з встановленими на ньому трохкулачкові шайбами (рис. 1.14). Привод кулачкового валу здійснюється через зубчасту передачу від колінчастого вала двигуна.

Кількість насосів встановлених на одному двигуні залежить від числа його робочих циліндрів.

Акумулятор тиску виконаний у вигляді горизонтально розташованої товстостінної труби закритої з торців кришками, що кріпляться до корпусу за допомогою болтів (рис. 1.18).

Для більшої безпеки корпус акумулятора поміщений в металевий захисний кожух, що оберігає від розльоту палива в разі розриву акумулятора. Між корпусом і кожухом утворюється простір, що використовується для збору протікань, які відводяться від акумулятора через розташований в нижній частині кожуха штуцер. Трубка збору протікань з'єднує штуцер на кожусі з коробкою збору, в якій встановлено ємнісний датчик контролю протікань.

У разі перевищення встановленої норми, датчик подає сигнал на контролер. У свою чергу контролер сигналізує про наявність несправності, а у разі загрози аварії зупиняє двигун.

Вся приєднувальна арматура акумулятора розташовується на бічних кришках, до яких з боку порожнини акумулятора кріпиться клапан обмежник максимальної подачі, а з зовнішньої, блок клапанів управління паливоподачею.

Загальне розташування елементів блоку управління паливоподачею показано на рис. 2.9.

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

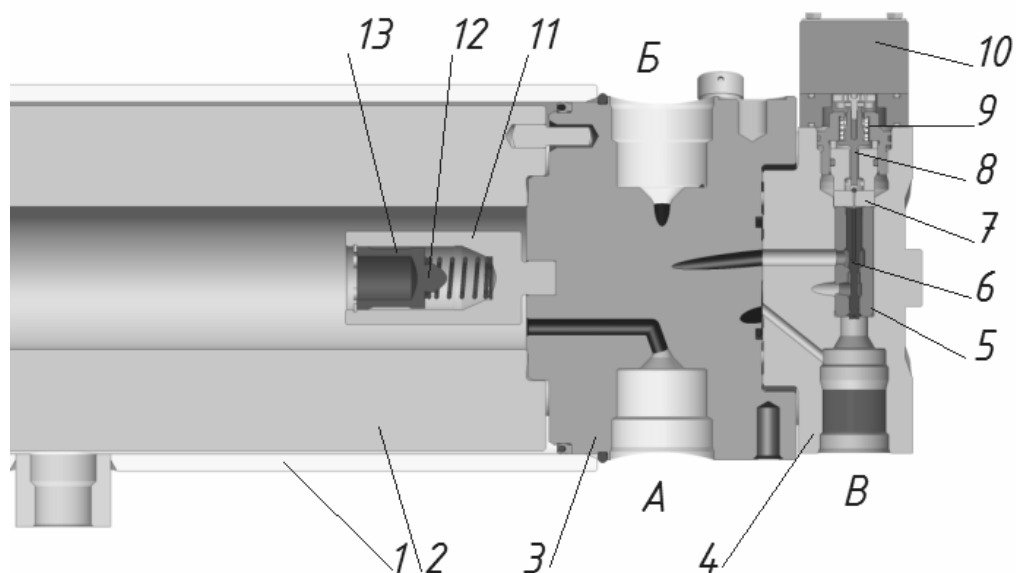


Рисунок 2.9 – Блок управління подачею палива двигунів серії L32/40CR фірми MAN. 1 – захисний кожух акумулятора; 2 – корпус акумулятора; 3 – торцева кришка; 4 – блок клапанів управління паливоподачею; 5 – втулка головного клапана управління паливоподачею; 6 – головний клапан управління паливоподачею; 7 – сідло кулькового пускового клапана; 8 – притискний шток пускового клапана; 9 – притискна пружина; 10 – соленоїд; 11 – гідравлічний циліндр клапана-обмежувача максимальної подачі палива; 12 – запірний конус клапана-обмежувача; 13 – гідравлічний поршень клапана обмежувача. А – підведення палива під високим тиском до акумулятора; Б – відведення палива на форсунку; В – скидання палива для розвантаження лінії високого тиску

Клапан обмежувач максимальної подачі служить для запобігання неконтрольованого вприску палива в разі виходу з ладу головного клапана управління паливоподачею (рис. 2.10).

Складається клапан з гідравлічного циліндра, що кріпиться за допомогою різьбового штуцера до кришки акумулятора. У штуцері виконано свердління для підвода палива до головного керуючого клапану. Внутрішній край отвору розгорнуто на конус, утворюючи сідло обмежувального клапана.

Запірний конус клапана розташовується на торці гідравлічного поршня щільно підігнаного до циліндра. Підпоршнева порожнина з порожниною акумулятора сполучається через дросельний канал. При відсутності вприску, паливо з акумулятора з цього каналу надходить в підпоршневую порожнину, а поршень під дією поворотної пружини займає своє крайнє ліве положення (рис. 2.10).

Коли починається впорскування, тиск в підпоршневій порожнині зменшується, і так як, дросельний отвір не встигає компенсувати витрати палива через головний клапан, поршень починає переміщатися, виштовхуючи паливо з підпоршневого простору. Об'єм порожнини під поршнем відповідає максимальній циклової подачі.

Якщо до моменту досягнення поршнем крайнього положення головний клапан не припинив подачу, запірний конус клапана обмежувача сідає на сідло і відключає подачу палива в пошкоджений блок головного клапана. Якщо подача палива припинилася раніше, ніж клапан сів на сідло, поршень під дією пружини повертається у початкове положення.

Блок клапанів управління паливоподачею включає в себе два клапани, пусковий, що має електромагнітний привод і головний, з гідравлічним приводом, яким управляє пусковий клапан.

Пусковий клапан кулькового типу сполучає або роз'єднує порожнину гідравлічного поршня приводу головного клапана із зливною магістраллю (рис. 2.10).

Головним запірним елементом є сталева кулька, що притискується до сідла пружиною, через шток, виконаний як продовження якоря соленоїда.

При відсутності сигналу з електронного блоку управління, пружина, через шток притискає кульку до сідла, роз'єднуючи порожнину гідроприводу головного клапана керування подачею від зливної магістралі.

При подачі напруги з блоку управління на соленоїд, якір, переборюючи зусилля пружини, піднімається вгору, звільняючи кульку. Під дією тиску в

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

порожнині гідроприводу кулька піднімається і випускає паливо з цієї порожнини в зливну магістраль.

Для плавного переміщення поршня приводу головного клапана, канал, що з'єднує порожнини між собою, виконує функції дроселя.

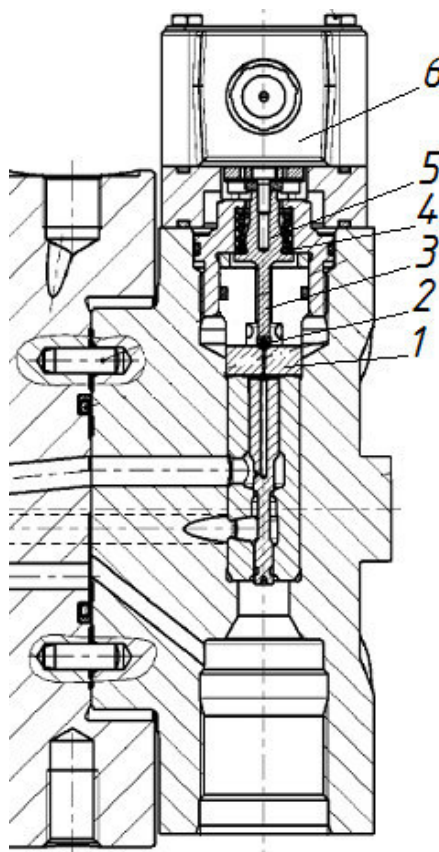


Рисунок 2.10 – Пусковий клапан блоку керування паливостачанням:
1 – сідло клапана; 2 – кулька; 3 – шток; 4 – притискна пружина; 5 – якір соленоїда; 6 – соленоїд

Головний клапан управління паливоподачею, має два регулюючих органи, конусний, для керування вприскуванням і золотниковий для управління відсіченням палива. Для привода клапана використовується гідравлічний поршень, виконаний як одне ціле з іншими елементами клапана.

Загальна схема і порядок роботи головного паливного клапана показані на рис. 2.11. При відсутності керуючого сигналу з електронного блоку

управління, пусковий паливний клапан знаходиться в закритому положенні (рис. 2.11а), паливо поступає в порожнину головного клапана, звідки його частина через дросельний канал перетікає в порожнину над поршнем приводу.

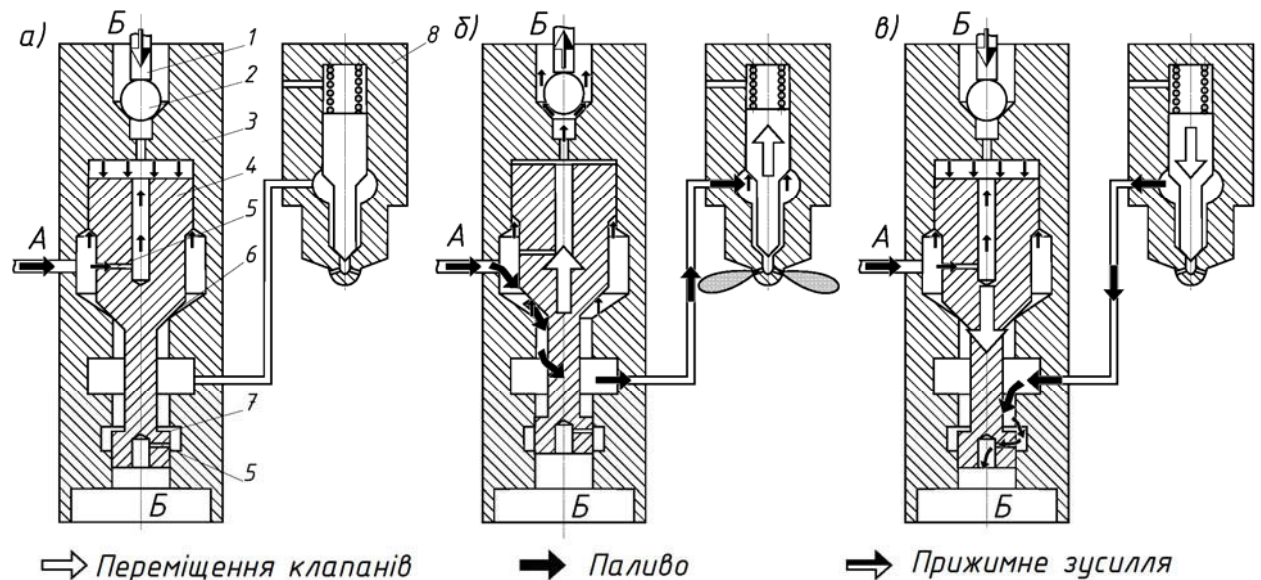


Рисунок 2.11 – Схема роботи головного клапана акумуляторної системи впорскування двигунів серії 32/40CR фірми MAN. а – головний клапан закритий, впорскування відсутня, б – пусковий клапан відкритий, головний клапан відкритий, відбувається впорску палива; в – пусковий клапан закритий, головний клапан закритий, відсічна кромка скидає тиск з нагнітального трубопроводу. 1 – шток пускового клапана; 2 – куля; 3 – корпус головного клапана; 4 – поршень приводу головного клапана; 5 – дросельний отвір; 6 – головний клапан; 7 – золотниковий клапан відсічення. А – підведення палива з акумулятора; Б – зливна порожнина

Таким чином, в обох порожнинах встановлюється однаковий тиск, проте, враховуючи, що площа поршня зверху значно більше, ніж з боку порожнини клапана, виникає різниця сил, що притискає конус головного клапана до сидла. При цьому паливо до форсунки не надходить, впорскування відсутнє.

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

У положенні, коли головний клапан закритий, кромка золотника управління відсіченням знаходиться нижче запірної кромки розташованої в корпусі клапана, з'єднуючи порожнину форсунки із зливною магістраллю (рис. 2.11а).

Для підтримки деякого надлишкового тиску в лінії високого тиску, зливна порожнину обладнується зворотним клапаном, що виконує одночасно роль клапана обмежувача тиску (на рисунку не показаний).

При надходженні керуючого сигналу з блоку управління, пусковий клапан відкривається, в результаті чого тиск над поршнем приводу значно зменшується. Сила, що діє на поршень зверху, стає менше ніж сила, що діє на нього знизу. Під дією різниці сил поршень піднімається вгору, витісняючи паливо з надпоршневої порожнини (рис. 2.11б). У результаті переміщення, конусний клапан з'єднує порожнину акумулятора з лінією високого тиску, а золотникова кромка роз'єднує її із зливною порожниною. Паливо надходить до форсунки, яка після досягнення тиску відкриття голчастого клапана починає впорскування палива (рис. 2.11б)

При закритті пускового клапана, паливо, через дросельний канал заповнює надпоршневий простір, переміщаючи поршень вниз, що призводить до закриття конусного клапана керування подачею. У той же час, кромка золотника з'єднує лінію високого тиску із зливною порожниною, тиск перед форсункою різко падає, впорскування палива в камеру згоряння припиняється (рис. 2.11в).

Зворотній клапан, роз'єднує порожнину зливу палива з лінії високого тиску і порожнину низького тиску. Виконує також функцію обмежувача тиску в порожнині зливу, підтримуючи в нагнітальній магістралі деякий надлишковий тиск (рис. 2.12). Це тиск необхідно для скорочення часу на досягнення тиску початку уприскування, що збільшує швидкодію системи в цілому.

Крім того, клапан перешкоджає виникненню в напірній магістралі

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

хвильових процесів. При досягненні хвилею тиску клапана, він відкривається і перепускає частину палива в демпферну порожнину, у великому об'ємі якої хвиля розсіюється.

В якості запірного органу використовується кульковий клапан навантажений пружиною. Для регулювання тиску в зливній порожнині під пружину підкладаються регулювальні шайби.

Клапан прокачування і аварійного скидання тиску виконаний в одному блоці з клапаном обмежувачем максимального тиску. Привід клапана здійснюється від пневматичного поршня, повітря до якого підводиться з системи управління.

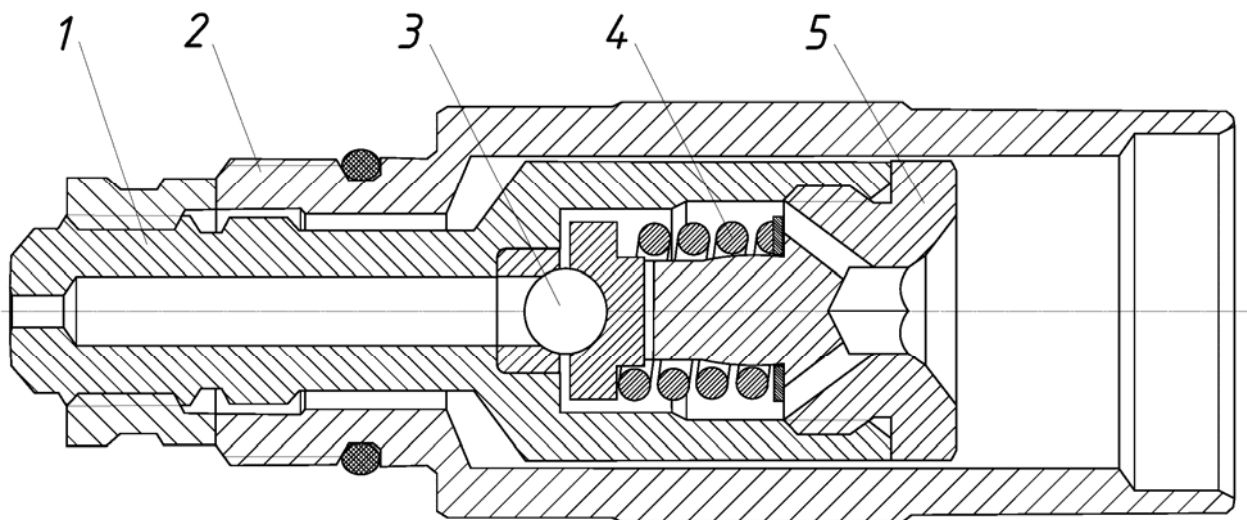


Рисунок 2.12 – Зворотний клапан системи зливу палива. 1 – корпус клапана; 2 – зовнішній корпус; 3 – кульковий клапан; 4 – притискна пружина; 5 – різьбова пробка

Блок клапанів встановлюється в системі на виході найбільш віддаленого від насосів акумулятора (рис. 2.13).

При відкритті клапана порожнина високого тиску з'єднується зі зливною магістраллю, відбувається скидання тиску в системі.

Використовується клапан для прокачування паливної системи

підігрітим паливом при підготовці двигуна до пуску на важкому паливі.

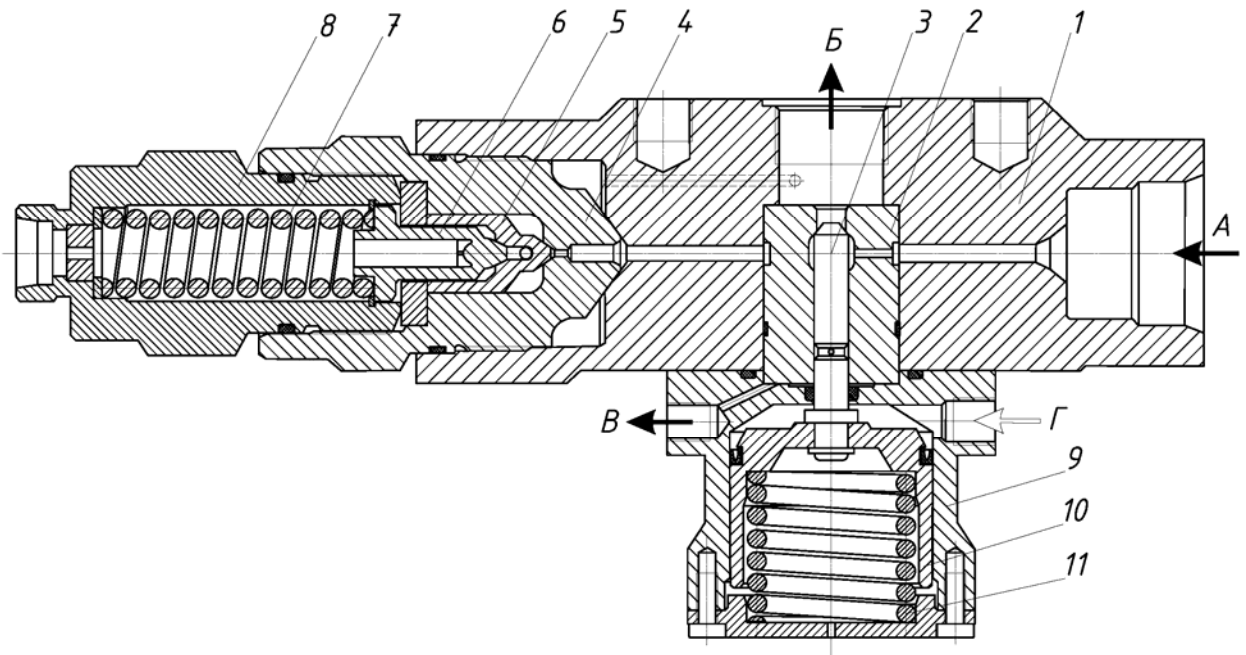


Рисунок 2.13 – Клапан прокачування і аварійного скидання тиску і клапан обмеження максимального тиску. 1 – корпус блоку клапанів; 2 – корпус клапана прокачування; 3 – шток клапана прокачування із запірним конусом; 4 – корпус клапана-обмежувача максимального тиску; 5 – вставне сидло клапана-обмежувача; 6 – запірний конус клапана-обмежувача; 7 – навантажувальна пружина; 8 – різьбова пробка; 9 – пневматичний циліндр приводу клапана прокачування; 10 – поршень приводу клапана прокачування; 11 – навантажувальна пружина. А – підведення палива від акумулятора; Б – зливна магістраль; В – збір протікань; Г – стиснене повітря з системи управління

Відкриття клапана приводить до того, що тиск в системі стає нижче, ніж в підвідної магістралі. Під дією перепаду тисків, підігріте паливо розділяється на два потоки. Перший потік через відкриті дросельні клапани керування подачею насосів, через наповнювальні клапана, заповнює паливні насоси і далі надходить у найближчий до насосів акумулятор. Другий потік

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

через клапан збільшення витрати, що відкривається автоматично (позиція 7 на рис. 2.13) безпосередньо поступає в той же акумулятор. Тут обидва потоки зливаються і далі проходять через акумулятори, що залишилися, заповнюючи їх гарячим паливом.

Щоб забезпечити поділ основного потоку, необхідний перепад тисків створюється за допомогою регульованого дроселя встановленого в системі (позиція 6 на рис. 2.13). Таким чином, відбувається промивка паливної системи, в результаті якої холодне паливо замінюється гарячим.

Клапан обмежувач максимального тиску голчастого типу з пружинним навантаженням, служить для скидання тиску в разі його підвищення вище встановленої норми. Це дозволяє уникнути надмірних навантажень на елементи паливної системи і вберегти їх від руйнування.

Блок електронного управління двигуном являє собою мікропроцесорний контролер з резервуванням всіх основних функцій регулювання та аварійного захисту. Управління паливною системою є однією з функцій системи безпеки та управління двигуном, що отримала назву SaCoSone (Safety and Control System on Engine). Дана система, одержує інформацію від датчиків положення колінчастого валу, швидкості його обертання, навантаження, тиску наддуву, тиску і температури палива і т.д. На підставі отриманих даних, контролер, за встановленим у вигляді програмного забезпечення алгоритмом, розраховує необхідні для даних умов роботи двигуна значення тиску палива в акумуляторі, фази початку і кінця подачі палива і форму кривої закону подачі.

У разі відмови основного модуля управління, в роботу автоматично включається резервний. Обидва модулі пов'язані між собою однією системної шиною, за допомогою якої вони періодично обмінюються інформацією. Час переходу з одного модуля на інший не перевищує однієї мілісекунди.

Ретельний підбір та калібрування всіх елементів системи дозволили

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

добитися значних успіхів в організації робочого процесу двигуна.

Стендові випробування паливної системи показали, що вона має значний резерв для подальшого вдосконалення паливоподачі. Підбір окремих параметрів і алгоритмів управління дозволяє не тільки змінювати початок і кінець подачі палива, але і впливати на характер протікання кривої подачі, включаючи багатоступінчасте впорскування палива.

Фахівці фірми вважають, що розроблена ними система здатна виконати не тільки існуючі, але і перспективні норми щодо обмежень викидів шкідливих речовин.

В цих умовах потрібна гнучкість управління двигуном яка досягається шляхом електронного управління процесами паливостачання.

Враховуючи ці переваги вважаємо за доцільне обладнати двигун розглянутого судна системою Common rail. Виходячи з цього, вважаємо за доцільне розглянути питання про можливі наслідки такої модернізації у першу чергу відповідно до режимів часткових навантажень.

Досвід експлуатації судна вказує на те, що найбільш тривалим режимом роботи є робота дизелів при навантаженні 75% від номіналу.

Треба відзначити, що економічні, динамічні показники та показники потужності дизеля, а також надійність і гучність у роботі в значній мірі визначають характер процесу згоряння в циліндрі, багато в чому залежать від закону подачі палива.

Результати багатьох експериментальних досліджень показують, що інтенсивна подача палива, притаманна акумуляторним системам впорску, дозволяє помітно знизити при згорянні максимальний тиск і швидкість їхнього наростання, питому витрату палива, підвищити в окремих випадках середній ефективний тиск на 90% без істотної зміни динамічних показників циклу. Завдяки раціональній характеристиці паливоподачі можна успішно вирішувати задачі поліпшення протікання теплового процесу, зниження гучності, збільшення надійності і терміну служби дизеля.

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

РОЗРОБКА ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПО МОДЕРНІЗАЦІЇ СИСТЕМИ ПАЛИВОПОСТАЧАННЯ ГОЛОВНИХ ДВИГУНІВ Й ЇХ ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ

3.1 Аналіз перспективних напрямків модернізації

Як показав наведений у другому розділі аналіз – основне завдання паливної апаратури – подавати в камеру згоряння добре розпилене паливо протягом дуже короткого проміжку часу. У звичайних системах, яка також встановлена на головних двигунах судна прототипу, наповнення ПНВТ і стиснення в них палива здійснюється плунжером з приводом від паливного кулачка розподільчого вала, форма якого і швидкість обертання визначають закон подачі і величину робочого тиску. Оскільки форма кулачка фіксована, то зміна закону подачі зі зміною навантажувального і швидкісного режиму роботи двигуна неможлива. Це виключає можливість оптимального регулювання робочого процесу й поліпшення робочих характеристик двигуна. Особливо гостро стоїть питання з тиском впорскування і якістю розпилювання палива, тому що тиск впорскування падає практично пропорційно зниженню швидкості обертання паливного кулачка. Падіння тиску впорскування відбувається і при зменшенні подачі палива. В акумуляторних системах тиск впорску може підтримуватися постійним незалежно від перерахованих факторів. Більш того, регулювання тиску впорскування й фаз паливоподачі здійснюється незалежно одне від іншого. На підтвердження сказаного на рисунку 3.1 вгорі показані криві тисків впорску для стандартної системи впорску і внизу – для акумуляторної системи. Як бачимо, у першому випадку при зниженні швидкості з 750 хв^{-1} до 450 хв^{-1} тиск падає з 135 до 70 МПа. За наявності акумуляторної системи

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

тиск не залежить від швидкості і може встановлюватися в межах 90...160 МПа.

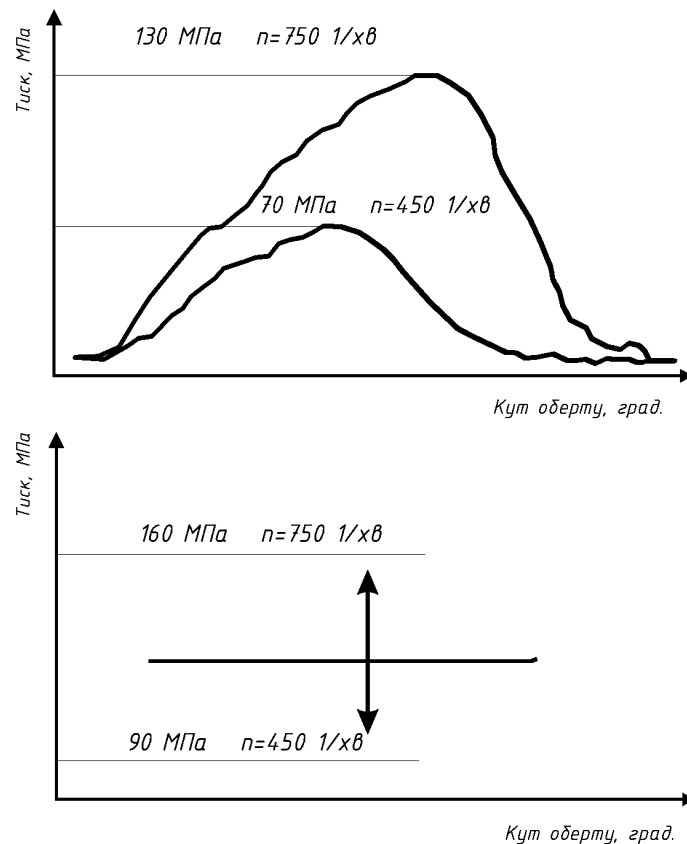


Рисунок 3.1 – Порівняння тисків впорскування для звичайної та акумуляторної системи впорску [11]

3.2 Аналіз сучасних тенденцій в організації робочого процесу суднових двигунів

Впровадження в практику двигунобудування нових конструкторських рішень й у першу чергу електронних систем керування подачею палива, дозволили оптимізувати робочі процеси стосовно до заданих умов експлуатації. У цьому зв'язку представляється цікавим виділити деякі шляхи вдосконалювання робочого процесу двигунів шляхом оптимального вибору закону подачі палива в циліндр.

Застосовувані в останні роки підвищення тисків впорскування

обумовлювалося прагненням підвищити швидкість і повноту згоряння палива. Це приводить до концентрації всього процесу згоряння на вузькому відрізку часу, у результаті чого підвищується жорсткість згоряння, що супроводжується ударами в підшипниках і підвищенням рівня створюваного двигуном шуму.

На рисунку 3.2а, показане вприскування з різким ростом тисків у початковій стадії й наступному спаді, супроводжуваним зменшенням швидкості надходження палива в циліндр. Така реалізація закону вприскування характерна для акумуляторних систем з малими об'ємами акумулятора або для ПНВТ із пружинним приводом. Високий тиск у початковій стадії сприяє високій швидкості витікання перших порцій палива що поступають у камеру згоряння. У результаті цього перші порції добре розпорошуються, розподіляючись по всьому об'єму камери згоряння, передполум'яні процеси протікають швидше, а час затримки самозапалювання зменшується.

Запалення й згоряння перших порцій приводить до того, що наступне паливо, незважаючи на гіршу якість розпилу, надходить у середовище з підвищеною температурою й тиском у якій уже є вогнища відкритого полум'я. Це сприяє швидкому випару наступних порцій палива й інтенсивному згорянню.

Другий варіант закону подачі з постійним тиском вприскування властивий акумуляторним системам з великим об'ємом акумулятора, коли втрата порції палива рівній цикловій подачі не приводить до істотного падіння тиску в системі (рис. 3.2б).

Цей спосіб характеризується тим, що в продовж всього вприскування якість розпилювання залишається стабільно високою, у результаті чого передполум'яні процеси й наступне згоряння протікає досить швидко. В обох розглянутих випадках буде досягнута висока економічність двигуна, але й більші теплові й механічні навантаження на ЦПГ і КШМ.

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

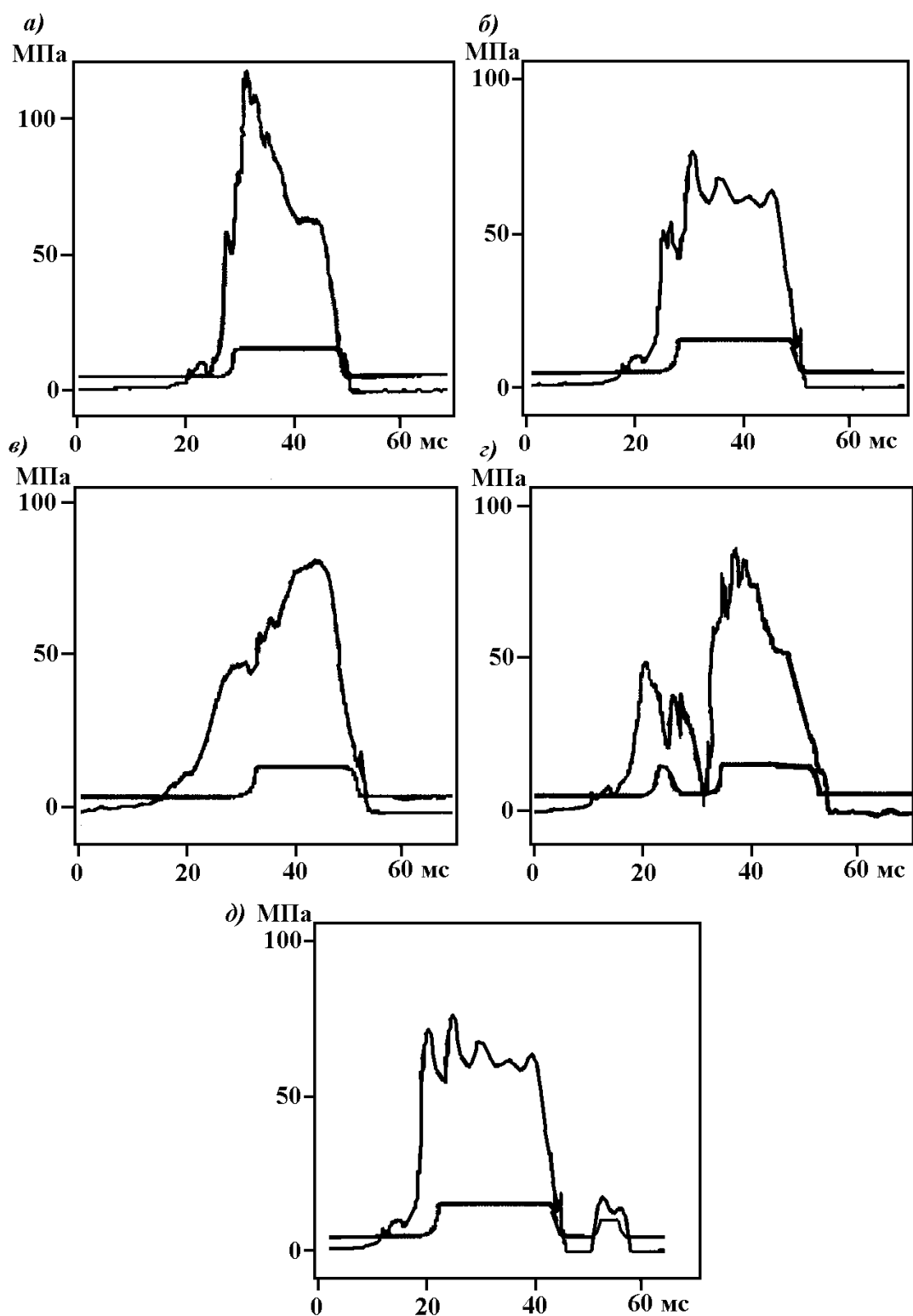


Рисунок 3.2 – Варіанти законів вприскування реалізовані в системі з електронним керуванням процесом. *а* – зі швидким наростанням тиску в початковій стадії; *б* – з постійним тиском; *в* – із плавним наростанням і різким скиданням тиску; *г* – двофазне вприскування з передвприскуванням; *д* – двофазне вприскування з післявприскуванням

Щоб уникнути відзначених явищ на ряді режимів, коли фактор часу, що відводить на згоряння палива, не настільки критичний (наприклад у МОД на всіх режимах або в СОД на режимах пуску, роботи на знижених обертах) бажано організувати подачу з більш низькими тисками.

Метод зниження ударності навантаження й рівня шуму використовується рядом фірм при роботі двигуна на знижених обертах, але з високим навантаженням. Він перебуває в зміні закону подачі шляхом зменшення тисків впорскування на початковій стадії, що забезпечує менш концентровану подачу на початку впорскування й, відповідно, менше зростання тисків і температур у циліндрі (рис. 3.2в, 3.2). У той же час, поліпшується розпилювання палива наприкінці подачі, а, отже, досягається менше догорання на лінії розширення.

Реалізується такий закон подачі шляхом перенесення активного ходу плунжера на ділянку з меншим прискоренням, наприклад за рахунок зміни кутів відкриття клапанів у насосів клапанного типу або за рахунок зміни положення ролика штовхача щодо кулака привода ПНВТ.

Менша швидкість наростання тиску в початковій стадії й менших температурах робочого циклу досягаються при двофазному упорскуванні (рис. 3.2г, 3.2). До цього варіанта прибігають, коли стоїть завдання зменшення вмісту у вихлопних газах NO_x , що зв'язано в першу чергу з зростанням температур.

Такий закон подачі реалізується шляхом організації передвпорскування, коли невелика порція палива впорскується в циліндр до початку основної подачі. Наявність передвпорскування створює умови для більш м'якого й повного згоряння, тому що основна подача відбувається в момент, коли в циліндрі з'являється полум'я від спалювання попередньо поданої порції палива, тому запалення основної маси відбувається практично миттєво й процес згоряння йде зі значно меншими швидкостями, обумовленими швидкістю надходження палива в циліндр.

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Щоб уникнути чадіння, деякі виробники удається до подачі невеликої додаткової порції палива наприкінці згоряння, коли основна подача вже завершилася (рис. 3.2 д). Згоряння свіжої порції палива інтенсифікує процеси допалювання часток вільного вуглецю, що залишилися, й тим самим зменшує їхній вміст у газах, що відпрацювали.

3.3 Аналіз умов роботи головного двигуна судна при буксуванні морських споруд

Основною конструктивною особливістю що визначає все різноманіття режимів роботи головних двигунів є використання як рушія електричної передачі із гвинтом регульованого кроку, з якою двигун не зв'язаний механічним зв'язком. Крім того як відомо, головні двигуни буксирних суден мають досить великий запас потужності що використовується при виконанні швартових і буксирувальних операцій, що на більшості інших режимів залишається не реалізованим. У результаті головні двигуни розглянутого судна працюють в дуже широкому діапазоні навантажувальних і швидкісних режимів. Так на переходах або при буксируванні невеликих суден двигуни значно не довантажені, по цьому, експлуатуються по навантажувальній характеристиці при постійній частоті обертання (рис. 3.3). Узгодження потужності дизеля й гвинта здійснюється за рахунок зміни кроку гвинта.

При виконанні буксирування великих споруд, коли буксирувальна потужність порівнянна з потужністю головного двигуна, останній працює по гвинтовій характеристиці. При цьому лопати ГРК розгорнуті на максимальний крок, а узгодження балансу потужності здійснюється шляхом зміни обертів головного двигуна за рахунок зміни циклової подачі палива.

При виконанні швартових операцій, а також при зрушенні з місця й розгонові важких споруд можливий вихід двигуна на зовнішню швидкісну характеристику, коли всі можливості зовнішнього регулювання вичерпані і

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

двигуни входить у режим саморегулювання.

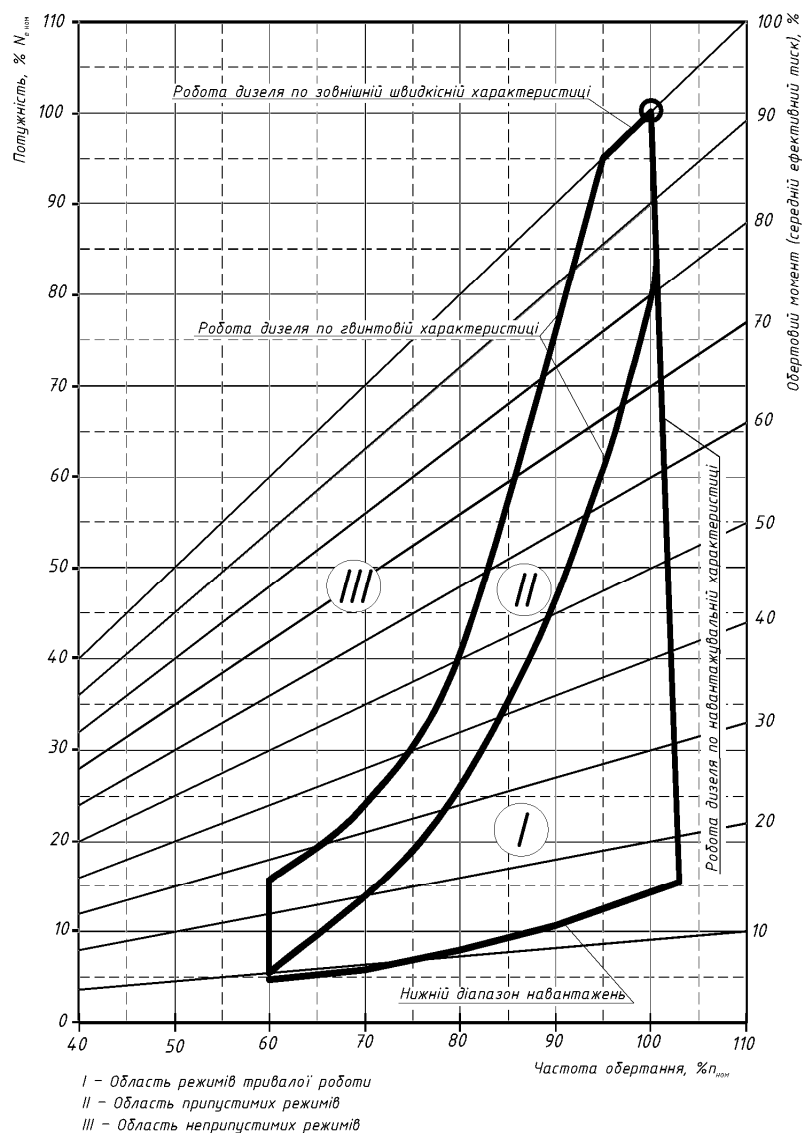


Рисунок 3.3 – Робота двигуна судна по комбінованій характеристиці

Крім розглянутих режимів, для суден, що працюють на шельфі, пред'являються підвищені екологічні вимоги по викидах сажі й NO_x .

3.4 Рекомендації що до змін у процесі паливостачання головних двигунів судна

Для оптимізації режимів роботи у всьому діапазоні можливих режимів на судні встановлені двигуни нового покоління із системою електронного

керування робочим процесом типу Common Rail. Дана система дозволяє змінювати тип робочого процесу залежно від зовнішнього навантаження й умов навколишнього середовища. При цьому той або інший режим задається використанням спеціального алгоритму закладеного в електронний блок керування. Зміна алгоритму можлива шляхом простого перепрограмування системи керування, без впливу на механічні елементи конструкції двигуна.

Так для роботи на режимах малих і середніх навантажень система реалізує у двигуні традиційний робочий процес із основним тепловиділенням у районі ВМТ (рис. 3.2а). Це дозволяє зберегти досить високу паливну економічність двигуна при його недовантаженні.

При переході на режими близькі до максимальної потужності система автоматично переводить робочий процес у режим зсуву процесу згоряння на лінію розширення. Це досягається шляхом подвійного впорскування палива в камеру згоряння (рис. 3.2 з). При такій організації робочого процесу вдається зберегти високу економічність дизеля за рахунок росту тиску наддування й збільшення коефіцієнта надлишку повітря, а головне, така організація впорскування дозволяє обмежити максимальний тиск циклу на прийнятному рівні й знизити теплову напруженість робочого процесу. Особливо це важливо при виході двигуна на зовнішню швидкісну характеристику.

По мимо розглянутих режимів, які вже реалізовані в алгоритмі керування розглянутим двигуном, нами може бути рекомендований ще один режим роботи з післявпорскуванням невеликої порції палива після основного впорскування (рис. 3.2д). Як показали дослідження фірми Катерпіллер, а також розрахунок, виконаний нами в третьому розділі кваліфікаційної роботи, така організація робочого процесу дозволить знизити витрату палива при роботі двигуна по навантажувальній або гвинтовій характеристиці при навантаженні порядку 50% від номінальної. Крім того, експериментальні дослідження показали, що за рахунок присутності в продуктах згоряння вільних радикалів вуглеводневого палива що потрапили у робочий циліндр

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вже після згоряння основної порції палива, відбувається розщеплення атомів окислів азоту на воду й атомарний азот. У результаті цього токсичність відпрацьованих газів знижується на 25...40% залежно від режиму роботи двигуна. Остання обставина може бути особливо важливою при роботі буксира в портах зі значними обмеженнями по викидах окислів азоту.

Також знижується димність вихлопу за рахунок оптимізації процесу згоряння. На рис. 3.4 наведено залежність отриману експериментально для викидів часток сажі при переході з одного режиму на інший.

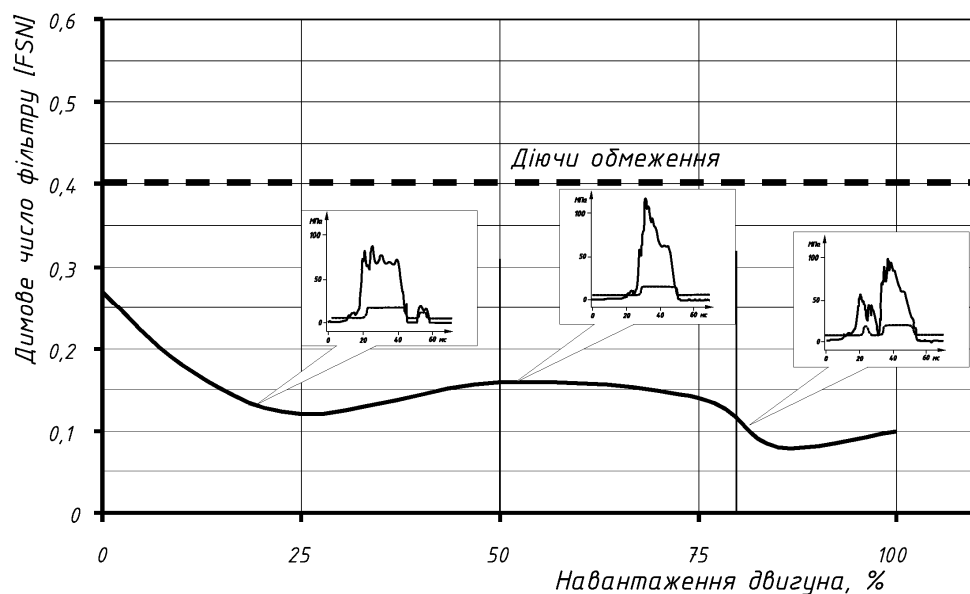


Рисунок 3.4 – Дімність вихлопу на різних режимах навантаження в залежності від закону впорску палива у камеру згоряння

Спочатку викиди зменшуються за рахунок переходу з режиму с попереднім впорскуванням запальної порції палива (рис. 3.2г) на режим однофазного впорску (рис. 3.2а), та дали зі зниженням потужності перехід на режим з післявпорскуванням (рис. 3.2д) дозволяє утримувати викиди часток сажі на меншому рівні ніж припустимо на теперішній час.

Таким чином послідовні зміни характеру протікання робочого процесу дозволяють не тільки зменшити витрати палива, ай покращити екологічні характеристики двигуна в усьому діапазоні навантажень.

Запропонована процедура зміни робочого процесу може бути реалізована шляхом створення окремого алгоритму керування, що може бути розроблений і доданий у пам'ять системи керування двигуном. Перехід на даний алгоритм краще робити в ручному режимі, використовуючи його тільки при роботі в портових умовах або в районах з інтенсивним судноплавством.

3.5 Обґрунтування доцільності застосування змінного алгоритму впорску палива на режимах часткового навантаження

Використання акумуляторної системи впорску дозволяє значно змінити характер протікання робочого процесу, особливо на режимі часткового навантаження. У розрахунку приймемо 50 % навантаження на двигун. Таке навантаження найбільш характерно для офшорних суден що використовують режим повної потужності лише при швартових з буксируванням важких суден, в інших випадках двигуни значно недовантажені, що погано впливає на їх економічні та екологічні показники. Особливістю роботи суден, є те, що навантаження може змінюватись дуже суттєво за дуже короткий час. Від мінімального, при натягуванні канату до максимального під час стогування з міста буксіруємих споруд.

Зміну робочого процесу здійснимо за рахунок організації післявпорскування палива (рис. 3.2 д) та зменшення кута затримки основного впорску, що може бути враховано перерозподілом між ізохорним та ізобарним підведенням теплоти. Для практичних розрахунків використаємо метод теплового розрахунку робочого процесу двигуна Гринивецького-Мазінга. У якості вхідних даних приймемо параметри наведені у таблиці 1.2. Ці данні, отримані шляхом аналізу технічної документації на двигун [2-4] та спеціальної технічної літературі [4-15], а також з урахуванням викладених раніше міркувань. Для порівняння у фінальній таблиці зведемо данні для базового робочого процесу та запропонованого у кваліфікаційній роботі.

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

3.6 Вибір і обґрунтування вихідних даних та виконання теплового розрахунку робочого процесу

Склад та властивості горючої суміші й продуктів згоряння.

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.

Вид і марка застосовуваного палива. Основні конструктивні відмінності паливної апаратури суднових дизелів пов'язані з пристосованням їх для роботи на в'язких IFO, TFO (Intermediate Fuel Oil, Thin Fueloil) і високов'язких сортах палив HFO, RFO (Heavy Fuel Oil, Residual Fuel Oil). Такі палива для зниження їх в'язкості до 10...14 сСт підігрівають до 100...140°C.

Більшість морських палив являє собою суміш залишкового палива й дистилатних фракцій з високим вмістом сірки й інших шкідливих компонентів. У зв'язку з цим паливна апаратура суднових дизелів повинна бути стійка до впливу хімічної корозії.

Найчастіше для суднових дизелів на флоті використовують сорти палива IFO-180 і IFO-380 (табл. 3.1). Вони відповідають вимогам стандарту ISO 3217:1987 і відповідають класам RME 25 і RMG 35.

Таблиця 3.1 – Основні характеристики палива що використовується

Параметр	Масова частка
Елементарний склад (по масі) палива:	
<i>C</i> – вуглець	0,87
<i>H</i> – водень	0,126
<i>O</i> – кисень	0,002
<i>S</i> – сірка	0,002
Середня молекулярна маса, кг/кмоль	230
Нижча теплота згоряння, кДж/кг	42700

Склад атмосферного повітря характеризується наявністю у ньому 79% азоту (N_2) та 20,8% кисню (O_2) по масі. Кількість інших складових дуже мала тому може не враховуватися.

Теоретично необхідна кількість атмосферного повітря для повного згоряння 1 кг палива визначається по формулах:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0,002}{32} - \frac{0,002}{32} \right) =$$

$$= 0,5000 \text{ кмоль};$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H + S - O \right) = \frac{1}{0,230} \left(\frac{8}{3} 0,87 + 8 \times 0,126 + 0,002 - 0,002 \right) =$$

$$= 14,49 \text{ кг/кг}.$$

Коефіцієнт надлишку повітря (α). Для кращого згоряння палива, кількість повітря що поступає у камеру згоряння, значно перевищує стехіометричне відношення. Для сучасних дизелів з наддуванням та охолодженням повітря коефіцієнт надлишку повітря на номінальному режимі лежить у межах $\alpha = 2,25 \dots 4,0$, для розрахунків приймемо значення характерне для прототипу $\alpha = 2,36$.

Кількість свіжого заряду, (M_1), для дизеля визначається по формулі:

$$M_1 = \alpha L_0 = 2,36 \times 0,500 = 1,18 \text{ кмоль}.$$

Кількість продуктів згоряння (M_2),

Для повного згоряння ($\alpha > 1$).

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,870}{12} = 0,073 \text{ кмоль};$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0,126}{2} = 0,063 \text{ кмоль};$$

$$M_{S_2} = \frac{S}{32} = \frac{0,002}{32} = 0,000063 \text{ кмоль};$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_o = 0,21(2,360 - 1) 0,500 = 0,1428 \text{ кмоль};$$

$$M_{N_2} = 0,79\alpha L_o = 0,790 \times 2,360 \times 0,500 = 0,9322 \text{ кмоль};$$

$$M_2 = \sum_{i=1}^n M_i = 0,073 + 0,063 + 0,000063 + 0,1428 + 0,9322 = 1,2106 \text{ кмоль}.$$

3.6.1 Процес впуску

Температура й тиск навколишнього середовища (T_0 , p_0). Тиск і температуру навколишнього середовища (атмосферного повітря) приймаємо відповідно $p_0 = 0,103$ МПа й $T_0 = 288$ К.

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.

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Відповідно до прототипу, у двигуні, застосовується наддування й проміжне охолодження повітря. Прийmemo величину наддування згідно із прототипом:

$$p_{\kappa} = 1,4 \times p_0 = 1,900 \times 0,103 = 0,196 \text{ МПа.}$$

Показник політропи стиску в компресорі (n_{κ}), що залежить від його типу й ступеня досконалості процесу, що протікає в ньому, $n_{\kappa} = 1,4 \dots 2$. Прийmemo значення показника політропи характерне для більшості сучасних турбокомпресорів $n_{\kappa} = 1,4$.

Температура повітря у двигуна з наддуванням на виході з компресора залежить від ступеня підвищення тиску:

$$T'_{\kappa} = T_0 \left(\frac{p_{\kappa}}{p_0} \right)^{\frac{n_{\kappa}-1}{n_{\kappa}}} = 288,0 \left(\frac{0,196}{0,103} \right)^{\frac{1,400-1}{1,400}} = 346,0 \text{ К.}$$

Ступінь охолодження повітря в повітроохолоджувачі ($\sigma_{\text{ох}}$). Для водоповітряних охолоджувачів, $\sigma_{\text{ох}} = 0,7 \dots 0,90$, прийmemo $\sigma_{\text{ох}} = 0,75$.

У двигуні з охолоджувачем після компресора температура у впускному ресивері:

$$T_{\kappa} = T'_{\kappa} - \sigma_{\text{ох}} (T'_{\kappa} - T'_a) = 346,0 - 0,750 (346,0 - 288,0) = 302,5 \text{ К.}$$

де T'_a – середня температура охолоджувальної води у повітроохолоджувачі, (при використанні для охолодження забортної води $T'_a = T_0 = 288 \text{ К}$);
 T'_{κ} – температура повітря перед охолоджувачем, що приймається рівній температурі на виході з компресора.

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: $p_r = (0,75...0,98)p_k$. Враховуючи це приймемо:

$$p_r = 0,900 \times p_k = 0,900 \times 0,196 = 0,176 \text{ МПа.}$$

Температура залишкових газів (T_r) для дизелів – 700...900 К. Слід урахувати, що збільшення α , і ε приводить до зниження T_r , а підвищення частоти обертання дизеля збільшує температуру залишкових газів.

Приймемо $T_r = 640,0 \text{ К.}$

Ступінь підігріву (охолодження) заряду у впускному тракті (ΔT).

Для дизелів з наддуванням $\Delta T = -5...10 \text{ К.}$ Необхідно враховувати, що при збільшенні діаметра циліндра D , частоти обертання колінчатого вала n , і 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, приймемо значення $\Delta T = 5 \text{ К.}$

Тиск наприкінці процесу впуску, (p_a) МПа. Наявність опорів у впускному тракті приводить до зниження тиску p_a , подаваного в циліндрі заряду на величину Δp_a .

Для знаходження втрат тиску визначимо щільність заряду в циліндрі:

$$\rho_k = \frac{p_k \times 10^6}{R_g T_k} = \frac{0,196 \times 10^6}{287,0 \times 302,5} = 2,254 \text{ кг/м}^3.$$

де $R_g = 287 \text{ кДж/(кг} \times \text{К)}$ газова постійна повітря.

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		77

Коефіцієнт опору ($c = \beta^2 + \xi_{\text{вп}}$) 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, $\xi_{\text{вп}}$ – коефіцієнт опору впускної системи в найбільш вузькому її перетині. Основний вплив на величину c виявляє частота обертання колінчатого вала. При збільшенні n коефіцієнт збільшується. Для розрахунку, враховуючи особливості конструкції базового двигуна прийmemo $c = 3,0$.

Середня швидкість повітря ($\omega_{\text{вп}}$) в прохідних перетинах впускних органів дизелів та лежить у межах $\omega_{\text{вп}} = 20 \dots 70$ м/с. Ця швидкість залежить від перетину органів газообміну та частоти обертання колінчатого вала. При зменшенні перетину впускних органів й збільшенні n середня швидкість $\omega_{\text{вп}}$ збільшується. Для розрахунку, враховуючи результати аналізу особливостей конструкції базового двигуна, прийmemo $\omega_{\text{вп}} = 25$ м/с.

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, одержимо:

$$\Delta p_a = c \frac{\omega_{\text{вп}}^2}{2} \rho_k \times 10^{-6} = 3,0 \frac{25,0^2}{2} 2,254 \times 10^6 = 0,0021 \text{ МПа.}$$

$$\text{Тоді: } p_a = p_k - \Delta p_a = 0,196 - 0,0021 = 0,1936 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт залишкових газів (γ_r). Даний показник характеризує якість очищення циліндра від продуктів згоряння й визначається як відношення числа молей залишкових газів до молів свіжого заряду. Без урахування продувки й дозарядки циліндра коефіцієнт залишкових газів для суднових дизелів визначається за допомогою залежності:

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\gamma_r = \frac{(T_k + \Delta T) \times p_r}{T_r \times (\varepsilon p_a - p_r)} = \frac{(302,5 + 5) \times 0,194}{640,0 \times (16,20 \times 0,194 - 0,176)} = 0,029 \text{ МПа.}$$

Отриманий коефіцієнт залишкових газів характерний для базового двигуна.

Температура наприкінці процесу впуску (T_a) залежить від температури повітря після компресора T_k , підігріву заряду на впуску ΔT температури T_r і коефіцієнта залишкових газів γ .

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{302,5 + 5,00 + 0,029 \times 640,0}{1 + 0,029} = 316,7 \text{ К.}$$

Коефіцієнт наповнення (η_v) є найважливішим показником якості процесів газообміну при впуску й визначається відношенням дійсної кількості свіжого заряду, що надійшла у циліндр, до тієї кількості заряду, яка могла б поміститися в циліндрі при тиску й температурі середовища, з якого надходить заряд:

$$\eta_v = \frac{M_d}{M_0};$$

де M_d – дійсне число молів свіжого заряду в циліндрі;

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

Без урахування продувки й дозарядки циліндра для суднових дизелів коефіцієнт наповнення можна знайти по формулі:

$$\eta_v = \frac{T_k}{(T_k + \Delta T) \times (\varepsilon - 1)} \left(\frac{\varepsilon p_a}{p_k} - \frac{p_r}{p_k} \right) =$$

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$= \frac{302,5}{(302,5 + 5) \times (16,20 - 1)} \left(\frac{16,20 \times 0,194}{0,196} - \frac{0,176}{0,196} \right) = 0,979.$$

3.6.2 Процес стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра, а також на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випар палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні дуже складний. 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, що має місце в дійсному процесі.

Показник політропи стиску (n_1). Розрахунки параметрів процесу стиску проводиться по умовному середньому за процес стиску політропи n_1 , що змінюється в межах $n_1 = 1,32 \dots 1,4$.

При виборі величини n_1 , необхідно враховувати наступне:

- зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала 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;

Враховуючи результати аналізу конструкції прототипу приймаємо значення політропи стиснення характерне для дизелів з нерозділеними камерами згоряння, тобто, $n_1 = 1,410$.

Тиск наприкінці процесу стиску (p_c).

$$p_c = p_a \times \varepsilon^{n_1} = 0,194 \times 16,20^{1,410} = 9,824 \text{ МПа.}$$

Для розглянутого у проекти класу дизелів $p_c = 7,9 \dots 11$ МПа, отримане значення відповідає даному діапазону.

Температура наприкінці процесу стиску, (T_c).

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} = 316,7 \times 16,20^{1,410-1} = 992,19 \text{ К.}$$

Для розглянутого у проекти класу дизелів $T_c = 890,0 \dots 1090,0$ К, отримане значення відповідає даному діапазону.

Середня молярна ізохорна теплоємність свіжого заряду (c'_v).

Для обчислення молярної теплоємності знайдемо відносну температуру заряду до кінця стиску:

$$t_c = T_c - 273,15 \text{ К} = 992,19 - 273,15 = 719,0 \text{ К.}$$

Для спрощення подальших розрахунків, середню молярну теплоємність горючої суміші приймають рівної теплоємності повітря. Для обчислення c' використовується емпірична залежність:

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

$$= 20,080 + 3,7544 \times 10^{-3} \times 719,0 - 5,6570 \times 10^{-7} \times 719,0^2 =$$

$$c'_v = 22,496 \text{ кДж/(кмоль} \times \text{К)}.$$

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.6.3 Процес згоряння

Рівняння згоряння для дизелів має вигляд:

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

Для рішення цього рівняння задамося або розрахуємо деякі параметри що характеризують процес згоряння у дизелі.

Коефіцієнт молекулярної зміни свіжої суміші (μ).

$$\mu = \frac{M_2 + \gamma M_1}{M_1 + \gamma M_2} = \frac{1,211 + 0,029 \times 1,180}{1,180 + 0,029 \times 1,211} = 1,024.$$

У дизелів $\mu=1,03...1,06$, отримане значення відповідає даному діапазону.

Коефіцієнт ефективного тепловикористання (ξ_z) являє собою параметр, який урахує втрати теплоти яка була утримана у результаті згоряння палива. Величина ξ_z змінюється на номінальному режимі для дизелів у наступних межах $\xi_z = 0,7...0,85$.

При виборі даних для розрахунків слід ураховувати зв'язок зазначених величин з режимом роботи двигуна. При підвищенні частоти обертання колінчатого вала дизеля значення ξ_z зростає з поліпшенням сумішоутворення й згоряння палива. Для двигунів ξ_z підвищується при збільшенні n доти, поки ріст втрат тепла за рахунок збільшення фази догорання палива не перевищить зменшення теплообміну за рахунок скорочення часу контакту гарячих газів зі стінками циліндра. Для розрахунків приймемо $\xi_z = 0,91$.

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Середня мольної теплоємності продуктів згоряння (c_v) в діапазоні температур $t_z - 1000...2800$ °С можна приблизно оцінити за допомогою апроксимуючих рівнянь для продуктів згоряння дизельного палива

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

Підставивши у рівняння згоряння для дизелів відповідні значення параметрів, а замість c_v його рівняння одержимо:

$$\begin{aligned} & \frac{0,910 \times 42700}{1,18 (1 + 0,029)} + (1,024 \times 22,50 + 8,314 \times 1,429) \times 719,0 = \\ & = 1,022 \times ((27,02110 + 0,002039 \times t_z - 2,234 \times 2,360) + 8,314) t_z. \end{aligned}$$

Рівняння згоряння після підстановки вищенаведених параметрів перетворюється у квадратне, відносно t_z виду:

$$A + B t_z - C = 0;$$

$$0,002083 t_z^2 + 30,70978 t_z - 56810,95 = 0;$$

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AC}}{2A};$$

$$t_z = \frac{-30,70978 + \sqrt{30,70978^2 + 4 \times 0,002083 \times 56810,95}}{2 \times 0,002083} = 1657,181 \text{ °С.}$$

Тому, що:

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		83

$$t_z = T_z - 273,15;$$

$$T_z = 1657,181 + 273,15 = 1930,331 \text{ К.}$$

Максимальна температура згоряння для дизелів $T_z = 1800 \dots 2000 \text{ К}$, отримане значення відповідає даному діапазону.

Теоретичний тиск газів наприкінці згоряння (p_z) у суднових дизелів.

Ступінь підвищення тиску (λ). При розрахунках 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 та змінюється в дизелях з безпосереднім вприском з об'ємно-плівковим сумішоутворенням – $1,1 \dots 1,5$;

При збільшенні ступеня підвищення тиску збільшується жорсткість роботи двигуна, ростуть навантаження на деталі кривошипно-шатунного механізму, збільшуються втрати на тертя, зростає зношування двигуна. Для розрахунків задамо ступінь стиску характерну для прототипу, тобто $\lambda = 1,43$.

$$p_z = p_c \lambda = 9,82 \times 1,429 = 14,03 \text{ МПа.}$$

Для дизельних двигунів p_z обмежується виходячи з міцності матеріалів елементів КШМ і у зв'язку зі зростанням механічних втрат у двигуні. Максимально припустимим прийнято вважати значення $p_z = 15 \text{ МПа}$.

Розрахункове значення нижче максимального припустимого.

Ступінь попереднього розширення (ρ) у дизельних двигунів з комбінованим підведенням теплоти:

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,022}{1,429} \times \frac{1930,331}{992,192} = 1,3912.$$

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для дизелів $\rho = 1,2 \dots 1,7$. Отримане значення характерне для даного типу двигуна.

3.6.4 Процес розширення

Показник політропи розширення (n_2). Розрахунки параметрів процесу розширення проводиться з умовно усередненим показником n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,28$. Слід пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму робота двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного приймемо $n_2 = 1,28$.

Тиск наприкінці розширення (p_ϵ), МПа.

Для дизельного двигуна, щоб знайти тиск p_ϵ спочатку необхідно визначити ступінь наступного розширення δ . Її знаходять із формули:

$$\delta = \frac{\epsilon}{\rho} = \frac{16,20}{1,391} = 11,64.$$

Тоді:

$$p_\epsilon = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{14,03}{11,64^{1,280}} = 0,606 \text{ МПа.}$$

Тиск наприкінці розширення для судових дизелів $p_\epsilon = 0,5 \dots 0,7$ МПа.

Температура наприкінці розширення (T_ϵ), К, для дизельного ДВС:

$$T_\epsilon = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1930,331}{11,64^{1,280-1}} = 970,765 \text{ К.}$$

Для дизелів $T_\epsilon = 900 \dots 1000$ К.

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.6.5 Процес випуску

При розрахунках 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:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{970,8}{\sqrt[3]{\frac{0,606}{0,18}}} = 643,0 \text{ К.}$$

Визначимо погрішність прийнятого допущення:

$$\Delta = \frac{643,0 - 640,0}{(640 / 100)} = 0,47 \text{ \%}.$$

Дана погрішність може бути прийнятною при попередньому розрахунку циклу двигуна.

3.6.6 Індикаторні показники циклу

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

$$= \frac{9,824}{16,20 - 1} \left[\frac{1,43 \times 1,391}{1,280 - 1} \left(1 - \frac{1}{11,64^{1,280 - 1}} \right) - \frac{1}{1,410 - 1} \left(1 - \frac{1}{16,20^{1,410 - 1}} \right) + \right.$$

$$\left. + (1,43 \cdot 1,391) - 1 \right] = 1,568 \text{ МПа.}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дійсний середній індикаторний тиск циклу трохи менше теоретичного внаслідок відмінності дійсної індикаторної діаграми від теоретичної. Зазначена відмінність ураховується коефіцієнтом повноти індикаторної діаграми ϕ .

Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми (ϕ) для більшості сучасних суднових дизелів $\phi = 0,92 \dots 0,95$. У розрахунках будемо використовувати значення $\phi = 0,916$.

З урахуванням прийнятого коефіцієнта ϕ дійсний середній індикаторний тиск циклу дорівнює:

$$p_i = \phi p_i' = 0,916 \times 1,568 = 1,437 \text{ МПа.}$$

Індикаторний ККД для суднових дизелів (η_i),

$$\eta_i = \frac{p_i l_0 \alpha}{\rho_k H_u \eta_v} = \frac{1,437 \times 14,46 \times 2,36}{2,254 \times 42700 \times 0,979} = 0,522.$$

Для дизелів на номінальному режимі $\eta_i = 0,42 \dots 0,55$.

Питома індикаторна витрата рідкого палива (g_i), г/(кВт×год.),

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i} = \frac{3600}{42,700 \times 0,522} = 162,14.$$

де H_u підставляємо в МДж/кг.

Межі зміни питомої витрати палива g_i на номінальному режимі для середньообертових дизелів $g_i = 150,0 \dots 170,0$ г/(кВт×год.).

Отримане значення відповідає даному діапазону.

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		87

3.6.7 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 .

$$p_e = p_i - p_m.$$

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 вигляд:

$$p_m = A_p + B_p V_{п.ср.}, \text{ МПа,}$$

де $V_{п.ср.}$ – середня швидкість поршня, м/с;

A_p, B_p – коефіцієнти.

Залежно від конструктивних особливостей двигунів коефіцієнти A_p і B_p приймають різні значення. При попередніх розрахунках можна рекомендувати наступні значення: $A_p = 0,105$; $B_p = 0,0120$.

Середню швидкість поршня $V_{п.ср.}$ прийmemo – 10,60 м/с.

Знайдемо тиск механічних втрат:

$$p_m = 0,105 + 0,0120 \times 10,60 = 0,232 \text{ МПа.}$$

Визначимо середній ефективний тиск p_e :

$$p_e = 1,437 - 0,232 = 1,204 \text{ МПа.}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Механічний ККД (η_m). Механічний ККД двигуна визначається як відношення середнього ефективного тиску до середнього індикаторного

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{1,204}{1,44} = 0,838.$$

Ефективний ККД (η_e):

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,522 \times 0,838 = 0,438.$$

Питома витрата рідкого палива (g_e):

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{162,140}{0,838} = 193,40 \text{ г/(кВт} \times \text{год.)}.$$

3.6.8 Уточнення вихідних параметрів дизеля за результатами розрахунку робочого процесу

Уточнюємо основні параметри й показники двигуна:

- літраж двигуна,

$$V_{лц} = \frac{\pi D^2 S}{4 \times 10^6} = \frac{3,142 \times 320,0^2 \times 440}{4 \times 10^6} = 35,4 \text{ дм}^3;$$

- повний об'єм двигуна:

$$V_l = V_{лц} i = 35,4 \times 9 = 2300,47 \text{ кВт};$$

- ефективна потужність одного циліндра:

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_{e_{\text{ц}}} = \frac{p_e V_{\text{л}} n}{30 \tau} = \frac{1,204 \times 35,4 \times 720}{30 \times 4} = 255,608 \text{ кВт};$$

- повну потужність:

$$N_e = N_{e_{\text{ц}}} i = 255,608 \times 9 = 2300,47 \text{ кВт};$$

- обертовий момент:

$$M_e = \frac{3 \times 10^4 \times N_e}{\pi n} = \frac{3 \times 10^4 \times 2300,47}{3,142 \times 720} = 30526 \text{ Н} \times \text{м};$$

- годинна витрата палива:

$$G_{\text{т}} = N_e \times g_e \times 10^{-3} = 2300,47 \times 193,40 \times 10^3 = 444,9 \text{ кг/год.};$$

- середню швидкість поршня, м/с:

$$V_{\text{п.ср.}} = \frac{S n}{30000} = \frac{440 \times 720}{30000} = 10,6 \text{ м/с.}$$

Перевіримо погрішність прийнятого раніше допущення середньої швидкості поршня:

$$\Delta = \frac{10,6 - 10,6}{(10,60 / 100)} = -0,4 \text{ \%}.$$

Дана погрішність цілком припустима для попередніх розрахунків.

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.6.9 Побудова індикаторної діаграми

Для наочної вистави протікання робочого циклу в циліндрі двигуна, що розраховується, побудуємо індикаторну діаграму. Для цього скористаємося аналітичним методом. Обчислення й побудова ключових і проміжних крапок циклу будемо робити в комп'ютерному форматі Excel.

Закладемо у вигляді масиву дані для побудови уздовж осі абсцис діаграми рівномірної шкали об'ємів, і відклавши на осі абсцис значення об'єму камери згоряння, обчисливши його по формулі:

$$V_c = \frac{V_{л_ц}}{\varepsilon - 1} = \frac{35,36}{16,20 - 1} = 2,33 \text{ дм}^3.$$

Повний об'єм циліндра:

$$V_a = V_c + V_{л_ц} = 2,33 + 35,4 = 38 \text{ дм}^3.$$

По осі ординат – у відповідному масштабі тисків відкладемо координати характерних точок циклу: $a, c, c', c'', z, z', v, v', v''$.

Дані для побудови політропи стиски й розширення знайдемо аналітичним способом. Для цього весь робочий об'єм поділимо на частини й визначимо проміжне значення об'ємів V_i . Для забезпечення точності побудови побудуємо відносно невеликі проміжки між V_i розбивши весь об'єм на 400 ділянок. Проміжне значення тисків визначимо по формулах:

На лінії стиску:

$$p_{ci} = p_c \left(\frac{V_c}{V_i} \right)^{n_1}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На лінії розширення:

$$p_{ei} = p_z \left(\frac{V_z}{V_i} \right)^{n_2}$$

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

Таблиця 3.2 – Дані для побудови індикаторної діаграми

Точка	Геометричні дані		Лінія стиску	Лінія розшир.
	ϵ	V_i	p_{ci}	p_{ei}
0	1,00	37,69	0,194	0,61
1	1,02	36,80	0,200	0,62
2	1,05	35,92	0,207	0,64
3	1,08	35,04	0,215	0,67
4	1,10	34,15	0,222	0,69
5	1,13	33,27	0,231	0,71
6	1,16	32,38	0,240	0,74
7	1,20	31,50	0,249	0,76
8	1,23	30,61	0,260	0,79
9	1,27	29,73	0,270	0,82
10	1,31	28,85	0,282	0,85
11	1,35	27,96	0,295	0,89
12	1,39	27,08	0,309	0,93
13	1,44	26,19	0,323	0,97
14	1,49	25,31	0,339	1,01
15	1,54	24,42	0,357	1,06
16	1,60	23,54	0,376	1,11
17	1,66	22,66	0,397	1,16

Продовження таблиці 3.2.

Точка	Геометричні данні		Лінія стиску	Лінія розшир.
	ε	V_i	P_{ci}	P_{ei}
18	1,73	21,77	0,420	1,22
19	1,80	20,89	0,445	1,29
20	1,88	20,00	0,473	1,36
21	1,97	19,12	0,504	1,44
22	2,07	18,24	0,539	1,53
23	2,17	17,35	0,578	1,64
24	2,29	16,47	0,622	1,75
25	2,42	15,58	0,672	1,88
26	2,56	14,70	0,730	2,02
27	2,73	13,81	0,797	2,19
28	2,91	12,93	0,874	2,38
29	3,13	12,05	0,966	2,61
30	3,38	11,16	1,076	2,88
31	3,67	10,28	1,208	3,20
32	4,01	9,39	1,372	3,59
33	4,43	8,51	1,577	4,07
34	4,94	7,62	1,840	4,68
35	5,59	6,74	2,189	5,48
36	6,43	5,86	2,669	6,56
37	7,57	4,97	3,361	8,09
38	9,20	4,09	4,427	10,39
39	11,74	3,20	6,238	14,03
40	16,20	2,32	9,824	14,03

Отримана в такий спосіб індикаторна діаграма представлена на рис. 3.5.

Таблиця 3.3 – Порівняння результатів розрахунку нового і базового двигуна

Параметр	Од.	Новий	База	
		50%	50%	100%
Ефективна потужність, N_e	кВт	2300	2300	4600
Кут затримки запалення, $\varphi_{вк}$	°ПКВ	10+6	6	8
Коефіцієнт надлишку повітря, α	—	2,360	2,320	2,400
Коефіцієнт залишкових газів, γ_r	—	0,029	0,029	0,029
Температура залишкових газів, t_r	°С	643	653,1	648,7
Тиск залишкових газів, p_r	МПа	0,176	0,176	0,324
Температура заряду на вході, T_a	°С	316,7	316,7	317,1
Щільність повітря на вході у двигун, ρ_k	кг/м ³	2,25	2,25	4,15
Тиск повітря на вході у двигун, p_k	МПа	0,196	0,196	0,361
Коефіцієнт наповнення, η_v	—	0,979	0,979	0,979
Тиск на прикінці стиску, p_c	МПа	9,82	9,82	18,20
Температура на прикінці стиску, T_a	°С	719,0	719,0	725,8
Коефіцієнт молярних змін, μ	—	1,022	1,022	1,021
Максимальний тиск згоряння, p_z	МПа	14,03	12,42	23,00
Максимальна температура циклу, t_z	°С	1657	1641	1628
Ступень попереднього розширення, ρ	—	1,391	1,560	1,538
Температура прикінці розширення, T_b	°С	970,8	994,0	983,0
Тиск прикінці розширення, p_b	МПа	0,606	0,621	1,129
Механічний ККД, η_m	—	0,838	0,839	0,912
Ефективний ККД, η_e	—	0,438	0,432	0,484
Середній індикаторний тиск, p_i	МПа	1,437	1,440	2,639
Середній ефективний тиск, p_e	МПа	1,204	1,208	2,407
Питома ефективна витрата палива, g_e	г/(кВт×год)	193,4	196,2	175,1

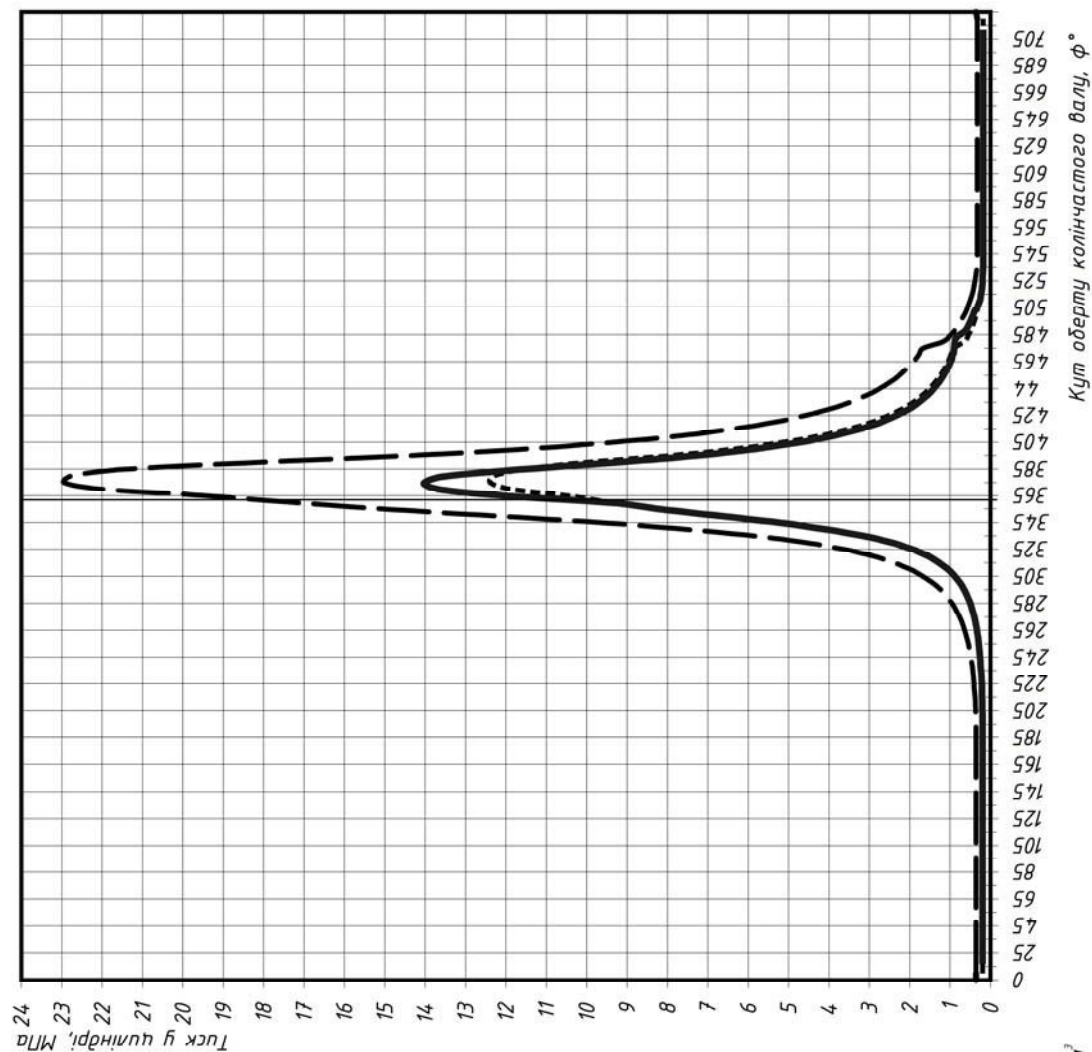
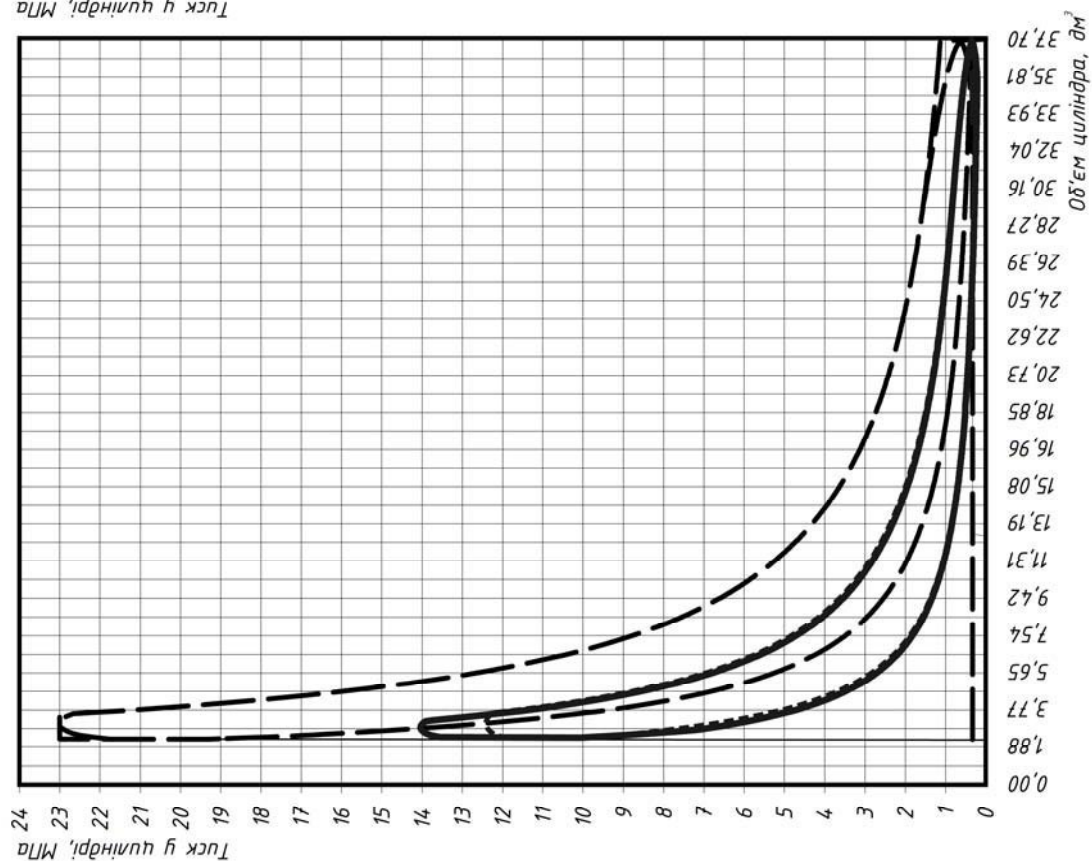


Рисунок 3.5 – Діаграми робочого процесу в координатах pV і $p\varphi$: — — — Цикл за базовим алгоритмом керування паливopостачанням на 100% навантаженні; - - - - - Цикл за Розрахункова діаграма базовим алгоритмом керування паливopостачанням на 50% навантаженні; — Цикл за новим алгоритмом керування паливopостачанням на 50% навантаженні

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ

3.7 Аналіз результатів теплового розрахунку

За результатами розрахунків робочого процесу можна зробити ряд висновків:

- при модернізації за рахунок покращення умов протікання робочого процесу може бути отримано максимальне згоряння циклу на рівні що значно вище ніж при традиційній організації робочого процесу, тобто в порівнянні з прототипом тиск циклу при переході на двоступеневе вприску палива збільшується з 12,42 до 14,03 МПа, тобто на 30 %. Однак максимальній тиск не перевищує максимально припустимого значення для даного двигуна (23,0 МПа), тобто, модернізація не повинна відбитися на його надійності;
- максимальна температура циклу декілька підвищилась з 1657 °С, до 1641 °С, тобто на 16 °С (0,4 %), що не приведе до значного збільшення утворення окислів азоту у ході процесу згоряння;
- найбільш істотним є те, що за рахунок запропонованих змін можливо очікувати зниження витрати палива на 2,8 г/(кВт×год.) (1,4 %), з 196,2 до 193,4 г/(кВт×год.).

Всі перераховані факти вказують на покращення процесу вигорання палива та робочому процесі в цілому, що безумовно повинне позначитися на загальному ресурсі двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						96
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Нормативно-правова і законодавча база охорони праці та навколишнього середовища у сфері водного транспорту

Охорона життя і здоров'я людини є пріоритетним напрямком соціальної політики держави. В Україні прийнято закон прямої дії «Про охорону праці», який регламентує захист конституційного права працівників на безпечні умови праці. Створена законодавча база захищеності життя і здоров'я працівників.

Законодавство України про охорону праці складається із загальних законів України та спеціальних законодавчих актів. Загальними законами України, що визначають основні положення з охорони праці є Конституція України, Закон України «Про охорону праці», Кодекс законів про працю (КЗпП), Закон України «Про загальнообов'язкове державне соціальне страхування від нещасного випадку на виробництві та професійного захворювання, які спричинили втрату працездатності» [20].

Крім загальних законів України, правові відносини у сфері охорони праці регулюються спеціальними законодавчими актами, указами і розпорядженнями Президента України, рішеннями уряду України, нормативними актами міністерств та інших центральних органів державної виконавчої влади.

Міжнародне регулювання охороні праці та навколишнього середовища у сфері морського транспорту регулюється:

ІМО 2020 – міжнародний нормативно-правовий документ, який регулює норми викидів відпрацьованих газів суднами.

МАРПОЛ-73/78– міжнародна конвенція щодо запобігання забруднення морського середовища суднами. Правила обмежують зміст сірки в судновому

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		97

паливі до 0,5%, забороняють будь-який навмисний викид в атмосферу озоноруйнуючої речовин і обмежують викид окислів азоту.

МКУБ – міжнародний кодекс по управлінню безпечною експлуатацією суден і запобіганням забруднення. Правовою основою міжнародного кодексу з'явилося його включення в конвенцію СОЛАС у вигляді нової глави в травні 1994 року.

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

ПДНВ-78 (з виправленнями), кодекс ПДНВ-95. Міжнародна конвенція по підготовці й дипломуванню моряків і несенню вахти 1978 року з виправленнями 2010 року (Манільські поправки) й національні Положення, визначені Кодексом торговельного мореплавання України, наказами Міністерства транспорту й зв'язку України (Морської Адміністрації) і циркулярами Департаменту морського й річкового транспорту України.

Також до цього списку можна додати ті інструкції, що розробляються спеціально роботодавцем.

4.2 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів у МКВ

Машинно-котельне відділення судна у зв'язку з наявністю в ньому різного устаткування й механізмів являє собою об'єкт підвищеної небезпеки зі значною кількістю небезпечних і шкідливих факторів. До числа цих факторів відносяться:

- машини, що рухаються, механізми, частини обладнання;
- підвищений рівень шуму та вібрації;
- електричний струм;
- підвищений рівень електромагнітних випромінювань;
- підвищена запиленість і загазованість;
- підвищена чи знижена температура повітря робочої зони;

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		98

- освітленість.

Небезпека від рухомих частин полягає в травматизмі вахтового персоналу у зв'язку зі здійсненням різних рухів машинами, обладнанням, що знаходиться в приміщенні судна. У проекті судна передбачаються наступні міри безпеки: установка огорожень, установка запобіжних захисних засобів, призначених для автоматичного відключення агрегатів і машин, блокувальні пристрої, що виключають можливість проникнення людини в небезпечну зону, пристрої що сигналізують, що дають інформацію про роботі обладнання, а також про небезпечні й шкідливі фактори, що при цьому виникають, системи дистанційного керування, яким притаманне здійснення контролю й регулювання роботи обладнання здійснюється з ділянок, віддалених від небезпечної зони.

Вплив на організм людини вібрацій, викликаних роботою обладнання в МКВ (ГД, ДГ, валопроводу й т.д.). Систематичний вплив вібрацій (загальних) може бути причиною вібраційної хвороби. Відповідно до ДСТ 12,1,012-78 норми по обмеженню загальних вібрацій (підлоги, сидінь і т.п.) встановлюють величину логарифмічного рівня коливальної швидкості в основних діапазонах із середньгеометричними значеннями: 2, 4, 8, 16, 32, 63 Гц, а норма по обмеженню локальної вібрації в октавних смугах частот із середньгеометричними значеннями: 16, 32, 63, 125, 250, 500, 1000 Гц (гігієнічні норми встановлені для тривалості робочої зміни 8 годин.). Власні частоти більшості внутрішніх органів людини 6...9 Гц, голови 25...30 Гц.

Для захисту від впливу електромагнітних полів, створених антенами, генераторами, розподільними щитами, застосовують різні екрани, що відбивають чи поглинають електромагнітні випромінювання, використання засобів індивідуального захисту – комбінезони й халати з металізованої тканини. Рівні припустимого електромагнітного опромінення визначені ДСТ 12,1,006-76 «Електромагнітні поля радіо частот. Загальні вимоги безпеки.»

З основних забруднень, що можуть бути присутні у МВ – вуглеводні,

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		99

сірчаний і сірчистий ангідрид, у концентрації вище, ПДК діють на організм людини. За ДСТ 12,1,005-76 встановлено ПДК шкідливих речовин у повітрі робочої зони. Класи небезпеки: 1-й – надзвичайно небезпечні, 2-й – високо небезпечні, 3-й – помірно небезпечні, 4-й – малонебезпечні. Агрегатні стани, а – аерозолі, п – парі або гази.

Захист – вентиляція, а також газо-пилоуловлюючі засоби індивідуального захисту й устаткування [20].

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 гарного самопочуття людей немаловажне значення має температура поверхонь, що розташовані у приміщеннях МКВ. Щоб уникнути їхнього відпрівання вона винна бути не нижче температури повітря в приміщенні більш ніж 6 °С і не менше крапки роси.

У МКВ судна застосовується штучне освітлення. Нерівномірність освітлення робочих місць підвищує стомлюваність органів зору від частой пере адаптації зору – при перекладі погляду з більш освітленої поверхні на менш освітлену. Наявність тіней на робочих поверхнях, а також близькості, відбитой від робочих поверхонь устаткування. Створюють несприятливі умови для роботи органів зору. Найкращий розподіл світла на робочих місцях створює загальне освітлення. При аварійному освітленні освітленість робочих поверхонь повинна бути не менш 25% установлених для робочого освітлення норм, а на сходинках трапа й проходах – не менш 5 лм. Норми освітленості регламентуються діючими нормами штучного освітлення на судах морського флоту ДСТ 2506-81. У МВ загальне освітлення на палубі згідно цих норм повинне бути не менш 20 лк, на шкалах приладів – 75 лк, на сходинках трапа – 20 лк.

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						100
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Аеродинамічний шум з'являється при русі середовища в проточних частинах механізмів і трубопроводах. Шум механічного походження виникає через неврівноваженість обертових частин механізмів, зіткнень деталей у зчленуваннях. Електромагнітний шум є результатом пульсації магнітних полів. Шум, розповсюджуваний по повітрю, називають повітряним. Рівні повітряного шуму в МКВ звичайно перевищують норми й досягають 115...120 ДБ. У дизельних установка основними джерелами шуму є головні й допоміжні ДВЗ. Найбільш інтенсивний – шум аеродинамічного походження, що виникає внаслідок збурювання навколишньої атмосфери потоками повітря на вході у двигун і на виході з нього випускних газів. Основним шумом дизеля вважається шум всмоктування, що генерується навішаним турбоагнітачем. Основним методом зниження шуму вважається установка глушителів шуму.

У системах вентиляції МКВ на всмоктуванні встановлюють в основному активні глушители з декількома шарами звукоізолюючого матеріалу, що в діапазоні частот від 300 до 5000 Гц дозволяють зменшити рівень шуму на 20...35 ДБ.

У ДУ в системи газовідводу включають глушители-іскрогасники. Утилізаційні котли є гарними глушителями шуму й іскрогасниками. Рівень шуму знижується на 12...15 ДБ. Для зниження повітряного шуму використовують звукоізолюючі кожухи, що знижують рівень шуму на 10...15 ДБ. Для зниження механічного шуму необхідно зменшити зазорі між деталями й вузлами.

4.3 Заходи щодо зниження впливу від шкідливих факторів при обслуговуванні паливної системи

При роботі з паливною системою необхідно дотримуватися правил:

Якщо паливна система забезпечена пристроєм примусового вприску палива, кожен раз при обслуговуванні компонентів системи стравлювати

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						101
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тиск паливного трубопроводу.

Не приступати до ремонту паливної системи, не прочитавши цієї довідки і не ознайомившись з ілюстраціями, пов'язаними з ілюстраціями вузлами системи.

Дотримуватися вказівок приміток і попереджень.

Не користуйтеся поблизу робочого місця відкритим вогнем, не паліть і не тримайте будь-яких сильно розігрітих предметів. Є небезпека нещасного випадку!

Завжди тримати поруч сухий хімічний вогнегасник (класу В).

При затягуванні або розгвинчуванні з'єднувальних муфт користуватися другим гайковим ключем для утримання іншої половини з'єднання. Момент з'єднань муфт дорівнює 100 та 250 Н×м. Сполучні деталі трубопроводів вимагають використання ущільнювальних кілець. Для заміни трубопроводів і з'єднувальних деталей завжди використовувати той же самий тип труб.

Слідкуйте за вентиляцією робочого місця. Паливні пари отруйні.

Паливна система перебуває під тиском. При розтині системи паливо може під тиском вирватися. Зберіть паливо ганчіркою. Користуйтеся захисними окулярами. При роботі з компонентами системи живлення дизельного двигуна виконуйте особливі запобіжні заходи. Особливою мірою це відноситься до форсунок. Майте на увазі, що тиск палива на виході з форсунок становить близько 110 МПа. Не допускайте попадання будь-яких частин тіла під струмінь палива. Шлангові з'єднання кріпляться за допомогою стрічкових або затискних хомутів. Затискні хомути необхідно обов'язково замінити на стрічкові хомути або хомути останньої конструкції. Для установки стрічкових хомутів є спеціальне пристосування, наприклад HAZET 796-5.

З'єднання та прилеглі до них місця перед розкриттям ретельно очистіть. Зняті деталі укладайте на чисту підкладку і закривайте. Застосовуйте для цього поліетилен або папір. Не використовуйте для цього

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		102

волокнисту тканину. Ретельно закривайте відкриті деталі, або ставте технологічні заглушки, якщо ремонт триватиме деякий час. Встановлюйте на місце тільки чисті деталі. Запасні частини виймайте з упаковки тільки безпосередньо перед установкою. Не застосовуйте деталей, які зберігалися не упакованими (наприклад, що зберігалися в інструментальному ящику). При відкритій паливній системі по можливості не працюйте зі стисненим повітрям. Не застосовуйте силікон герметики. Використовуйте тільки оригінальні ущільнюючі елементи [20].

Метеоумови в МКВ. 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 гарного самопочуття людей немаловажне значення має температура поверхонь, що розташовані у приміщеннях МКВ. Щоб уникнути їхнього відпрівання вона повинна бути не нижче температури повітря в приміщенні більш ніж 6°C і не менше крапки роси. Ще один параметр метеоумов у МКВ – це вологість повітря. Абсолютна та відносна вологість (%). У МКВ для нас важлива відносна вологість повітря. Підвищена чи недостатня вологість повітря також погано впливає на обслуговуючий персонал і на агрегати. Для регулювання вологості на судні передбачена загально суднова система кондиціонування повітря, а також місцеві кондиціонери для підтримання вологості та температури повітря у заданих діапазонах.

4.4 Захист навколишнього середовища

Охорона Світового океану від забруднення, як невід’ємна частина загальної проблеми збереження природи планети, залишається актуальним завданням людства. Науково-технічний прогрес у суднобудуванні,

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						103
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

використання нових технологій і матеріалів у суднобудуванні, перевезення різноманітних вантажів, у тому числі небезпечних, а також недотримання вимог щодо безпечного утилізації та скидання забруднюючих речовин можуть призвести до погіршення екології морського середовища. Аварії та катастрофи на морі можуть спричинити екологічні катастрофи. Згідно з оцінкою Спільної експертної групи з наукових аспектів забруднення моря, рівень забруднення з суден займає значну частину загального забруднення, що надходить у води океанів та морів. Тільки у чорному морі щороку пересувається близько 61 000 торгових суден. Хімічний аналіз води Чорного моря показує наявність 124 забруднюючих речовин, серед яких пестициди, ртуть, антибіотики тощо. Чорне море є однією з найбільш ізольованих і найбільш чутливих до впливу людської діяльності морських екосистем Європи.

Розглядаючи використання Світового океану в господарських цілях, перевезення пасажирів і вантажів, рибальство як джерела забруднення, можна виділити такі категорії забруднення від експлуатації суден офшорного флоту. Забруднення, спричинене діяльністю на морському дні (зокрема, розвідка та розробка природних ресурсів морського дна та надр, таких як нафта, газ та інші корисні копалини у відкритому морі). Це забруднення пов'язане з дотриманням правил безпеки даного виду робіт на морі, регламентацією проектування, будівництва, обладнання, експлуатації штучних установок і пристроїв, а також своєчасним виконанням заходів щодо запобігання аварій і ліквідації надзвичайних ситуацій.

Існують визначені категорії забруднення під час експлуатації суден (під час здійснення морської діяльності на морському дні; внаслідок діяльності портів, суднобудування та судноремонту; потрапляння в морське середовище чужорідних видів або генетично модифікованих організмів; викид сміття), харчові, побутові та експлуатаційні відходи внаслідок аварій та забруднення внаслідок захоронення суден у морі.

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						104
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Конвенції ООН з морського права 1982 р., розділяє повноваження держав щодо захисту морського середовища від забруднення з суден до прийняття законів і правил, спрямованих на захист морського середовища від забруднення з суден, а також щодо виконання національних законів і правил, а також міжнародних норм і стандартів щодо запобігання забрудненню моря з суден. Обсяг цих повноважень держав диференційований залежно від правил, за якими встановлюється морська зона, а також від того, хто вживає заходів для забезпечення дотримання правил і норм. У конвенції підкреслюється, що у своїх внутрішніх водах і водах портів держави володіють повним суверенітетом і можуть встановлювати спеціальні вимоги, пов'язані зі скороченням, контролем і запобіганням забрудненню моря, яким повинні задовольняти іноземні судна, щоб заходити і залишатися в цих водах. Зазначається, що для підвищення ефективності всіх заходів щодо захисту морського середовища від забруднення з суден необхідно чітко визначити обов'язкові стандарти, тобто ті, які є міжнародними, дотримання яких державами під прапором під яким ходять судна, а також прибережні країни, можуть вимагати відповідності цим вимогам суден, розташованим в їхніх територіальних водах або виключній економічній зоні.

Забруднення, спричинене торговельним судноплавством, діяльністю портів; суднобудівна та судноремонтна діяльність. Використання нафтопродуктів, таких як паливно-мастильні матеріали, супроводжується втратами у вигляді витоків з паливно-мастильних систем, невеликих розливів, викликаних ремонтними роботами, випадкових розливів при заміні мастил, чищенні фільтрів. Основною проблемою забруднення нафтою або нафтовмісними речовинами є недотримання правил і заходів безпеки керування морськими транспортними засобами та морських робіт. Україна підписала та ратифікувала міжнародно-правові документи, спрямовані на комплексне запобігання забрудненню з суден, такі як: Конвенція про міжнародні правила запобігання зіткненню суден у морі 1972 р., Міжнародна

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		105

конвенція про запобігання забрудненню з суден 1973/78 р., Міжнародна конвенція про стандарти підготовки, дипломування персоналу рибальських суден і несення вахти 1995 року, Протокол про співробітництво в боротьбі із забрудненням Чорного моря нафтою та іншими шкідливими речовинами в надзвичайних ситуаціях до Конвенції про захист Чорного моря від забруднення та інші. Саме дотримання цих стандартів є запорукою збереження екосистеми морів на далеку перспективу.

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						106
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі розглянутий комплекс питань пов'язаних з підвищенням паливної економічності суднового середньообертового дизеля MAN 9L34/44 шляхом модернізації його паливної системи. Даний двигун останнім часом широко застосовується в якості головного для суден невеликої водотоннажності та буксирів, у складі дизель-редукторного або дизель-електричного агрегату. У проекті модернізація СДУ виконана стосовно до універсального судна обслуговування морських споруд «Skandi Asergy» водотонажністю 3424 тон.

При модернізації пропонується ряд заходів пов'язаних із заміною програмного забезпечення в системі керування на базових двигунах, а саме зміну законів впрыску палива на режимах часткових навантажень. Для вибору оптимальних підходів до модернізації в проекті виконаний детальний аналіз тенденцій розвитку сучасних суднових середньообертових двигунів, а також аналіз особливостей конструкцій вже існуючих акумуляторних систем з електронним керуванням (common rail).

Модернізації піддається в система керування паливоподачею двигуна. Це надає можливість зменшити пікові навантаження по циліндрам.

З огляду на зміни у робочому процесі двигуна виконано тепловий розрахунок робочого процесу.

В окремих главах роботи розроблені рекомендації з підвищення екологічних показників СДУ зі середньообертовим двигуном. Розглянуто питання охорони праці при модернізації й обслуговуванні двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						107
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. L+V32/44CR Project Guide – Marine Four-stroke diesel engines compliant with IMO Tier II / Engineering the Future – since 1758. MAN Diesel & Turbo // № 2, 2010. – 436 p.
2. Project Guide for Marine Plants Engine 32/44 CR Preliminary Version "Engines In compliance with IMO I or Emission level DNV Clean Design" Status: 11. 2008 MAN Diesel SE Stadtbachstr. 1 D-86224 Augsburg. – 2008. – 364 p.
3. Technical Documentation Engine Operating Instructions / MAN Diesel SE 86224 Augsburg. 2008. – 365 p.
4. Technical Documentation Engine Working Instructions/ MAN Diesel SE 86224 Augsburg. 2008. – 1029 p.
5. **Mollenhauer K. Tschoeke H.** Handbook of Diesel Engines. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010. – 634 p.
6. **Woodyard D.** Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, MA 01803. 2004. – 914 c.
7. **Bilousov I.V.** Internal combustion engines of modern marine vessels. Textbook for higher maritime educational institutions / I.V. Bilousov, M.P. Bulgakov – Astroprint, Odesa, 2024 – 512 p. ISBN 978-617-7797-54-7
8. **Bilousov I.** Modern Marine Internal Combustion Engines. A Technical and Historical Overview. Springer Series on Naval Architecture, Marine Engineering, Shipbuilding and Shipping. 2020. – 285 p. ISBN 978-3-030-49748-4 <https://doi.org/10.1007/978-3-030-49749-1>
9. **Наливайко В.С.** Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко. — Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
10. **Latache M.** Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Elsevier Ltd. – 2021. – 957 p.
11. **Woodyard D.** Marine diesel engines and gas turbines. Ninth Edition, Oxford

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
						108
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, MA 01803, 2009. – 896 p.

12. **Білоусов Є.В.** Навчальний посібник до курсу «Суднові двигуни внутрішнього згоряння та їх експлуатація» (виконання розрахунково-графічної роботи) Навчальний посібник / Є.В. Білоусов, Р.А. Варбанець, В.П.Савчук // Херсон – ХДМА, Одеса – ОНМУ, 2021 – 215 с.
13. **Суворов П.С.** Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебное пособие. Одесса, ОНМА, 2012. – 626 с.
14. **Белоусов Е.В.** Топливные системы современных судовых дизелей. Херсон, ХГМА, 2014. – 260 с.
15. **Парсаданов И.В.** Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. – Харьков: Издательский центр НТУ(ХПИ), 2003.– 244 с.
16. **Heywood J.B.** Internal Combustion Engine Fundamentals. Second Edition. McGraw-Hill Education. New York, Chicago, San Francisco, Athens, London, Madrid, Mexico, City Milan, New Delhi, Singapore, Sydney, Toronto. – 2018. – 1721 p.
17. **Okubo M.** New Technologies for Emission Control in Marine Diesel Engines. / M. Okubo, T. Kuwahara // Butterworth-Heinemann, Kidlington, Oxford, United Kingdom, Elsevier Inc. 2020. – 284 p.
18. **Brawn D.T.** A History of the Sulzer low-speed marine diesel engine. Sulzer Brothers Ltd., 8401 Winterthur (Switzerk Design: W. Guntensperger, SPW, 8802 Kilchberg (Switzerland)
19. **Kuiken K.** Diesel Engines I for ship propulsion and power plants from 0 to 100,000 kW. Groningen, Netherlands: Target Global Energy Training. 2008. – 509 p.
20. **Іванов Б.М.** Основи охорони праці на морському транспорті. / Б.М. Іванов, М.О. Колегасв, Ю.І. Касилов, О.І. Іванов // КОМПАС, Одеса, 2003 – 416 с.

					ПННІ НУК 131.61.24.21.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		109