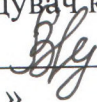


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри


«__» _____ 2024 р.

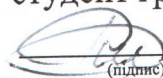
КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Скорочення експлуатаційних витрат на паливо шляхом
удосконалення робочого процесу суднового двигуна L48/60 фірми MAN

Виконав:

студент групи 63-ТЕМмаг-23

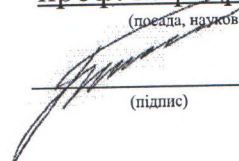

(підпис)

Рішко М.М.

Керівник роботи:

проф. кафедри ЕМ, д.т.н., проф.

(проект, 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

Рішко Михайло Михайловичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи: Скорочення експлуатаційних витрат на паливо шляхом удосконалення робочого процесу судового двигуна L 48/60 фірми MAN

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 проекту: У проекті необхідно розглянути особливості роботи головного двигуна у складі енергетичної установки судна, розглянути можливість підвищення ефективності та екологічності його роботи на основних режимах експлуатації шляхом покращення умов протікання робочого процесу.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Аналіз конструкції судна та особливості його енергетичної установки. 2. Аналіз особливостей конструкції та умов експлуатації головного двигуна особливостей організації та нових підходів до організації робочих процесів.

Визначення напрямку модернізації систем двигуна для вдосконалення його ефективності та екологічності на основних експлуатаційних режимах, Провести необхідні розрахунки, що підтверджують ефективність запропонованих рішень. 3. Розробити заходи з техніки безпеки при проведенні робіт у МКВ – у тому числі по обслуговуванню паливної системи головного двигуна.

5. Перелік графічного матеріалу 1. Загальне креслення судна 2. План розміщення обладнання МКВ; 3. Машинобудівне креслення головного двигуна. 4. Схема паливної системи. 5. Пояснення, щодо запропонованих заходів з модернізації двигуна 6. матеріали що підтверджують ефективність запропонованих технічних заходів.
(Усі креслення на форматі A1 виконані в AutoCAD або олівцем)

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

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

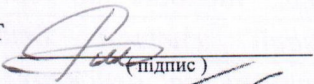
7. Дата видачі завдання

«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 та п'ятого розділу	28.10.2024	
5	Оформлення кваліфікаційної роботи, та графічної частини	18.11.2024 25.11.2024	

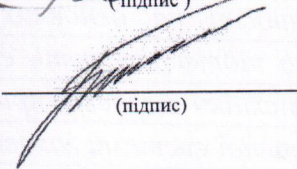
Студент


(підпис)

Рішко М.М.

(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 96 сторінок, 31 рисунок, 9 таблиць. При підготовці проекту було використано 19 джерел інформації.

У проекті розроблений комплекс заходів щодо вдосконалювання системи газообміну головного суднового дизеля MAN L48/60 шляхом запровадження його роботи за циклом Міллера, проведено аналіз робочого процесу та сучасних напрямів його вдосконалення. Аналіз конструкції двигуна показав, що двигун досить легко може бути переобладнаний для роботи по циклу Міллера. Розрахунки робочого процесу двигуна підтвердили доцільність такої модернізації.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, цикл Міллера, фази газорозподілу

Abstract

The presented qualification work includes 96 pages, 31 figures, 9 tables. In preparing the work, 19 sources of information were used.

The project developed a set of measures to improve the gas exchange system of the main marine diesel MAN L48/60 by introducing its operation according to the Miller cycle, an analysis of the working process and modern directions of its improvement was carried out. An analysis of the engine design showed that the engine can be easily re-equipped to operate according to the Miller cycle. Calculations of the engine's working process confirmed the feasibility of such modernization.

Keywords: internal combustion engine, Miller cycle, valve timing

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО ГОЛОВНОГО ДВИГУНА.....	6
1.1 Конструктивний тип судна та його призначення.....	6
1.2 Аналіз особливостей конструкції двигунів MAN L48/60.....	14
РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ МОЖЛИВИХ ШЛЯХІВ УДОСКОНАЛЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ СУЧАСНИХ СЕРЕДНЬООБЕРТОВИХ ДИЗЕЛІВ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ МОДЕРНІЗАЦІЇ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА СУДНА.....	31
2.1 Аналіз основних напрямків розвитку сучасних середньообертових дизелів.....	31
2.2 Аналіз шляхів вдосконалення процесів газообміну у головного двигуна MAN L48/60.....	42
2.3 Визначення конструктивних особливостей двигуна, та його геометричних параметрів.....	51
2.4 Тепловий розрахунок робочого процесу головного двигуна MAN L48/60 працюючого за циклом Міллера.....	52
2.4.1 Процес наповнення робочого циліндру.....	54
2.4.2 Процес стискання заряду циліндра.....	59
2.4.3 Процес згоряння палива.....	61
2.4.4 Процес розширення.....	64
2.4.5 Процес випуску.....	65
2.4.6 Індикаторні показники циклу.....	65
2.4.7 Ефективні показники двигуна.....	67

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Пояснювальна записка		
Розроб.		Рішко М.М.					
Перевір.		Білоусов Є.В.					
Реценз.		Дубовець А.І.					
Н. Контр.							
Затверд.		Нестеренко В.В.					
					Літ.	Арк.	Акресів
						2	96

2.4.8 Уточнення вихідних параметрів дизеля за результатами розрахунку робочого процесу.....	68
2.4.9 Побудова індикаторної діаграми.....	70
2.5 Аналіз результатів теплового розрахунку.....	76
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ З ЗАМІНИ ТА РЕГУЛЮВАННЯ КУЛАЧКОВИХ ШАЙБ РОЗПОДІЛЬНОГО ВАЛУ ПРИ МОДЕРНІЗАЦІЇ ДИЗЕЛЯ 6L 48/60.....	77
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	81
4.1 Нормативно-правова база з охорони праці.....	81
4.2 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів у машинному відділенні судна.....	82
4.3 Захист персоналу машинної команди під час виконання робіт у машинному відділенні судна.....	83
4.3.1 Забезпечення електробезпеки.....	83
4.3.2 Протипожежні заходи.....	86
4.3.3 Стан повітря у машинному відділенні.....	88
4.4 Запобігання забрудненню навколишнього морського середовища	88
ВИСНОВКИ.....	94
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	95

ВСТУП

Для безпеки плавання й забезпечення високих техніко-експлуатаційних показників сучасні головні суднові дизелі повинні мати наступні основні характеристики:

- надійність у роботі – здатність дизеля виконувати свої функції, зберігаючи експлуатаційні показники в певних межах протягом установленого часу (наробітку) при заданих умовах експлуатації. Надійність судових ДВС визначається працездатністю двигуна, його довговічністю, безвідмовністю, ремонтпридатністю й збереженістю;
- високий моторесурс; сучасні потужні малообертові двигуни повинні мати моторесурс не менш 150...250 тис. год., середньообертові – 60...80 тис. год. і високообертові 6...10 тис. год.;
- просту конструкцію, що забезпечує доступність для огляду, ремонту й профілактичних робіт окремих вузлів, систем, механізмів і всього двигуна в цілому;
- високу економічність, обумовлену питомою витратою палива і його вартістю;
- високі маневрені якості, обумовлені безвідмовністю пуску й реверса двигуна, зміною в широкому діапазоні частоти обертання, стійкістю роботи на малих обертах і забезпеченням не менш 85 % потужності двигуна при його роботі заднім ходом;
- безпека обслуговування при будь-яких експлуатаційних умовах роботи;
- малі масу й розміри; критерієм для оцінки цих величин є питома маса, кг/кВт, що характеризує металоємність двигуна, і відношення потужності двигуна до його габаритної довжини, кВт/м;
- мінімально можливий рівень шуму двигуна для нормальних умов роботи обслуговуючого персоналу й умов населеності в житлових

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

приміщеннях.

В зв'язку з концепцією зниження шкідливих викидів, а також з метою економії ПММ, спостерігається тенденція до перенастроювання систем газообміну для економічної роботи на режимах навантажень близьких до номіналу. Такий підхід дозволяє використати оптимальний режим завантаження двигунів і досягти максимальної економічності при зниженні швидкості руху. Для цього, як правило перерегулюють фази газорозподілу для роботи двигуна по циклу Міллера.

Ціль дипломного проекту: розробка комплексу заходів щодо покращення ефективних показників середньообертового двигуна 8L48/60 фірми MAN.

Задачі що вирішуються у дипломному проекті:

1. Аналіз стану проблеми для сучасних середньообертових судових двигунів, і зокрема для двигунів фірми MAN.
2. Проведення комплексного аналізу для вибору найбільш ефективних методів впливу на робочій процес судових ДВЗ.
3. Розроблення технічних рішень щодо модернізації системи газорозподілу головного двигуна.
4. Техніко – економічна оцінка запропонованих рекомендацій та технічних рішень, розробка заходів щодо техніки безпеки при виконанні робіт в МВ та екологічної безпеки судна.

Об'єктом розгляду в даній кваліфікаційній роботі є процеси що відбуваються в системі газообміну головного двигуна, та їх вплив на ефективність його роботи.

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

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО ГОЛОВНОГО ДВИГУНА

1.1 Конструктивний тип судна та його призначення

Судно контейнеровоз «НОНЕРИФ», взяте у якості прототипу у даному дипломному проєкті, призначено для перевезення близько 970 стандартних двадцяти футових контейнерів (Twenty-Foot Equivalent Unit – TEU), у тому числі з небезпечними вантажами відповідно до Регламенту SOLAS 54-II-2, виключаючи вибухові речовини та ядерні матеріали (класи I і VII).

Район плавання – необмежений. Тип судна – одногвинтовий, двохпалубний суховантаж з подвійними бортами, подвійним дном, з кормовим розташуванням машинного, вантажного, насосного відділення, та житлових і службових приміщень, з бульбовою формою носового краю й крейсерською кормою, зрізаною в надводній частині по типу транця, з надлишковим надводним бортом. [2].

Судно збудовано у 2007 році Китайською верф'ю Yangfan Shipgroup у місті Чжоушань (Zhoushan), номер IMO – 9366225.

Позивний судна – V2CT4.

Володіє судном компанія Hoheriff Container Schiffahrts GmbH & Co KG, та здає його в управління компанії Reederei Rass GmbH & Co. KG. Судно ходить під прапором Антигуа і Барбуди порт припису – Сент-Джонс.

Клас судна. Судно спроектоване й побудоване на клас товариства Bureau Veritas (BV) 100 A5 E Containership Solas II-2, Reg. 19 Dangerous Goods + MC E AUT NAV-O у відповідності з наступними правилами й конвенціями з доповненнями й виправленнями, що діють на день закладки:

Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі, 1974 р., включаючи протокол від 1978 м з виправленнями 1981, 1983, 1988-1990 р.;

Міжнародна конвенція про вантажну марку у редакції 1966 р., із

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

протоколом від 1988 р.;

Міжнародні правила для попередження зіткнення суден у морі, 1972 р.;

Міжнародні правила по телекомунікаціям (Найробі 1982) і радіозв'язку (Женева 1982) з виправленнями від 1985 й 1986 р. з виправленнями у Фінальний Акт VAKR-PS-87 (Женева 1987);

Конвенція по запобіганню забруднення моря із суден 1973 р., включаючи Протокол від 1978 р.;

Міжнародна конвенція по обмірюванню суден 1969 р. з резолюцією ІМО А.494 (XII);

Правила обмірювання й плавання суден по Суецькому каналі;
Правила обмірювання й плавання суден по Панамському каналі (с сертифікатом відповідності);

Наступні розділи Правил берегової охорони США для суден під іноземним прапором, 1972 р.: Глави 154, 155, 159;

Конвенція по захисту Балтійського моря, Гельсінкі, 1974 р. з доповненнями 1980 й 1981 років.

Таблиця 1.1 – Головні характеристики судна

Параметр	Значення
Довжина найбільша, м	139,1
Довжина між перпендикулярами, м	129,0
Ширина найбільша, м	22,6
Висота борту, м	11,80
Осадка розрахункова, м	8,00
Осадка максимальна, м	8,80
Дедвейт судна, т	11850
Валова місткість, т	9996
Чиста місткість, т	4900

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

Таблиця 1.2 – Місткість цистерн основних суднових запасів

Найменування цистерн	Значення
Важкого палива, м ³	995
Дизельного палива, м ³	225
Баластної води, м ³	4793
Прісної води, м ³	155

Максимальна швидкість судна 18,0 вузлів, середня експлуатаційна швидкість 14 вузлів.

Перевезення контейнерів (включаючи рефрижераторні) здійснюється відповідно стандарту ISO у трюмах – 312 од, та на відкритій палубі – 658, всього 970. Транспортування рефрижераторних контейнерів у кількості 128 передбачено на верхній палубі та 127 у трюмах, всього – 252 од.

Дальність плавання по запасах палива, масла і води при експлуатаційно-тривалій потужності складає 12000 миль. Автономність плавання по запасах сухої провізії складає 50 діб, по запасах іншої провізії й прісної води – 40 діб. На судні передбачені каюти для розміщення 22 чоловік. Зазвичай екіпаж судна становить 19 осіб.

Витрата палива складає :

- при перевезенні вантажу 37 т на добу (паливо марки RMG 380);
- при розташуванні в порту 1,5 т на добу без використання механізмів та 2,6 т на добу з використанням механізмів (паливо марки MGO DMA);

Судно оснащено двома вантажними кранами типу NMF кожен з яких має вантажопідйомність 45 т.

Розмір просвіту вантажного трюму №1 становить 6,60 × 15,60 м у носовій частини та 12,60 × 15,60 м у кормовій частині, розміри трюмів №2, 3, 4 становлять 12,60 × 18,20 м.

Загальний вигляд судна взятого у якості прототипу у дипломному проєкті наведено на рис. 1.1, а загальне креслення на рис. 1.2.

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд судна контейнеровозу «НОНЕРИФ» у ніс (фото уверху) та у корму (фото унизу)

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

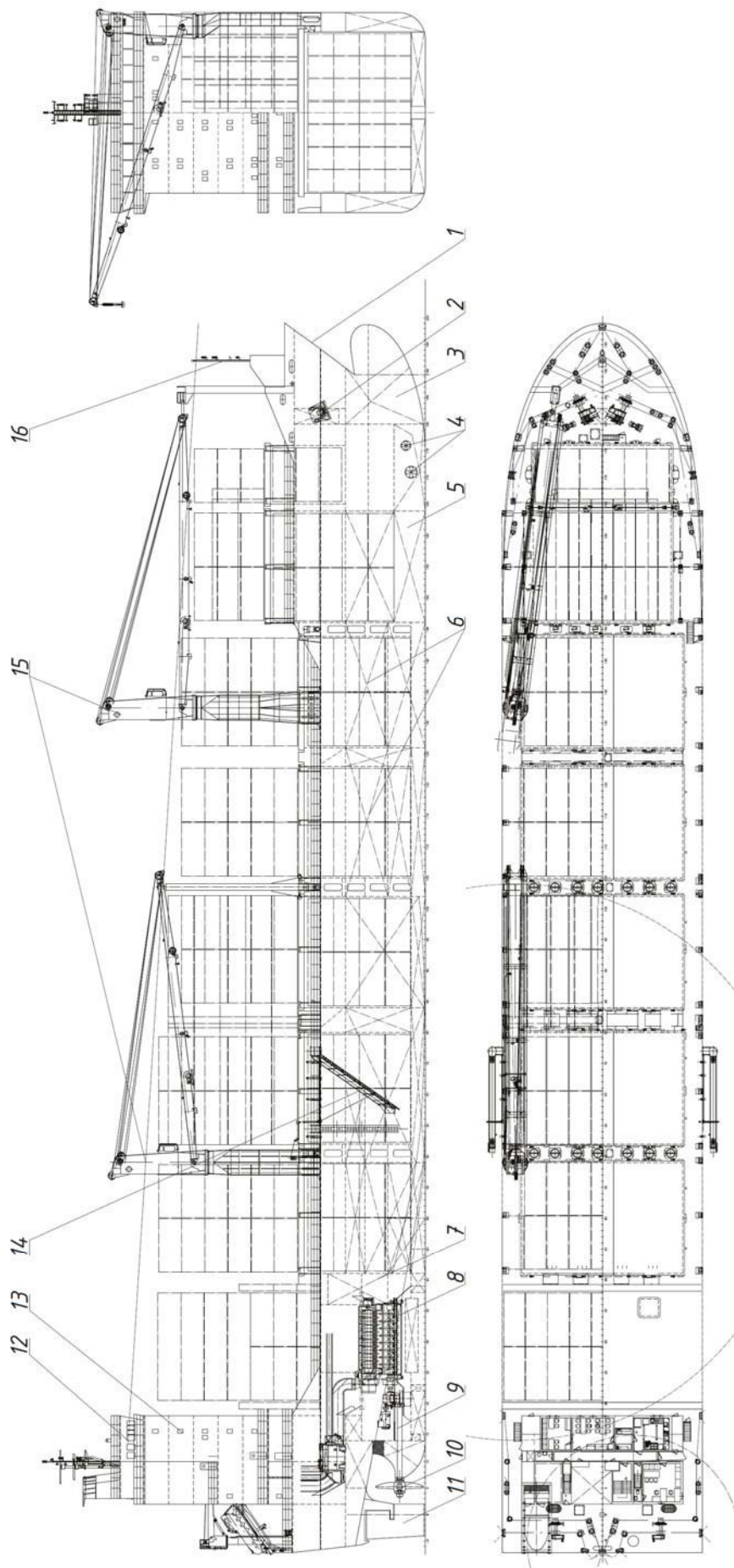


Рисунок 1.2 – Загальне креслення судна контейнеровозу «HONERIFF»: 1 – форштевень; 2 – якорний клюз; 3 – баластна цистерна; 4 – підрулюючі пристрій; 5 – донні цистерни; 6 – вантажні трюми; 7 – цистерна основного запасу палива; 8 – головний двигун; 9 – валова лінія; 10 – гвинт; 11 – кермо; 12 – надбудова зі штурманською рубкою; 13 – житлові приміщення; 14 – трап; 15 – вантажні крани; 16 – навігаційна мачта

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ

Силова установка складається з (рис. 1.3):

- одного двигуна з турбонаддувом, що працює через редуктор на гвинт регульованого кроку (рис. 1.4). Тип головного двигуна – MAN B&W 8L48/60 потужність – 9600 кВт (13043 к.с.);
- двох дизель-генераторів перемінного струму з дизелями MAN B&W 6L23/30H, потужністю 960 кВт кожний;
- одного аварійного дизель-генератора (АДГ) з дизелем MAN D2842 LE, потужністю 577 кВт;
- валогенератора потужністю 2000 кВт;
- універсального автоматизованого котлоагрегату продуктивністю 2,4 т/год. насиченої пари тиском 0,7 МПа;;
- двох носових підрулюючих пристроїв потужністю 500 та 300 кВт;
- двох опріснювальних установок продуктивністю 3,8 т/добу кожна.

Головний двигун, дизель-генератори, котел працюють на важкому паливі в'язкістю до 180 сСт при 50°C и дизельному паливі з температурою спалаху не менш 610°C. Аварійний дизель-генератор використовує морське дизельне паливо. Питома витрата палива двигуном MAN B&W 8L48/60 становить 181 г/(кВт×год.).

На судні є наступні системи обслуговування силової установки:

- система подачі палива;
- система мащення;
- система водяного охолодження;
- система випуску відпрацьованих газів;
- система пускового повітря;
- система вентиляції машинного відділення.

Для ремонту й переміщення важких частин й їхнього вивантаження з машинного відділення (МВ) є наступні вантажопідйомні механізми: один кран МВ вантажопідйомністю 3,5 т; один електричний тельфер вантажопідйомністю 1,0 т; п'ять ручних талів вантажопідйомністю 1,0 т.

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

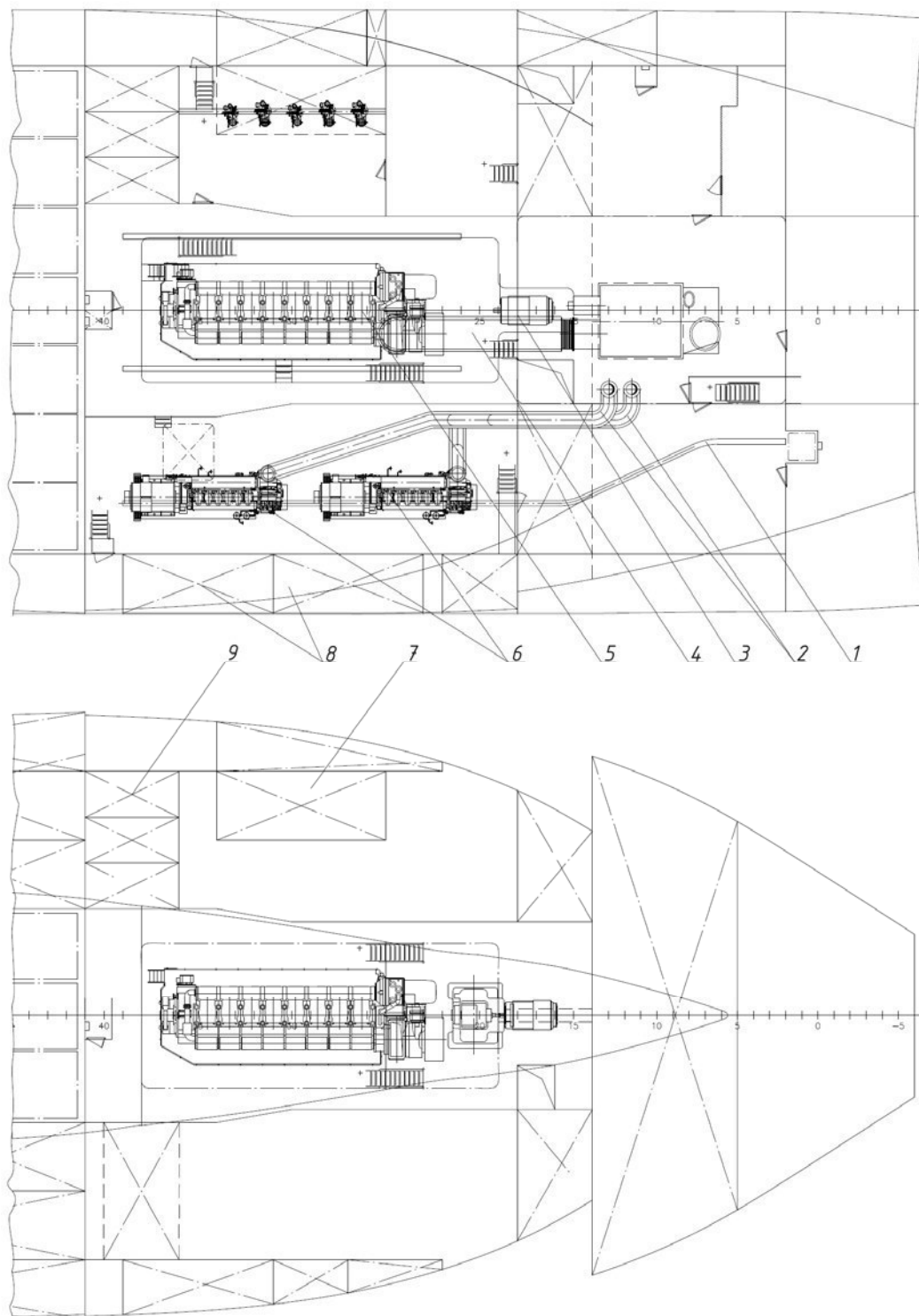


Рисунок 1.3 – План машино-котельного відділення судна «НОHERIFF»: 1 – монорійка; 2 – газоходи дизель-генераторів; 3 – валогенератор; 4 – газохід головного двигуна; 5 – головний двигун; 6 – дизель-генератори; 7 – цистерна важкого палива; 8 – баластні цистерни; 9 – цистерни легкого палива

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

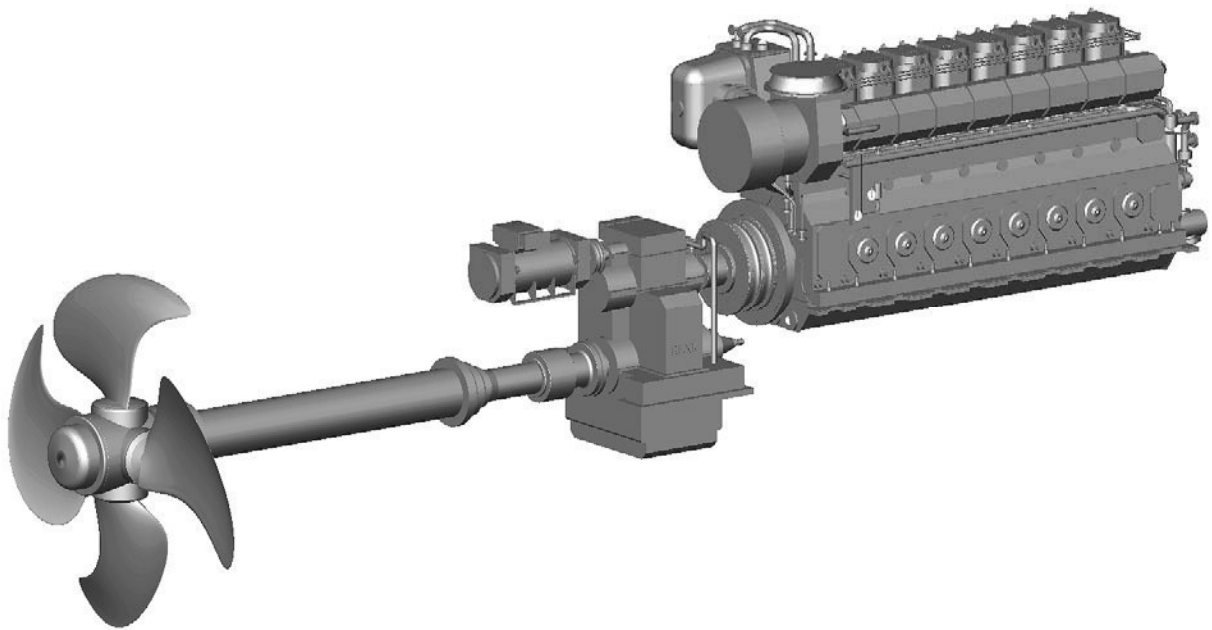


Рисунок 1.4 – Дизель-редукторна установка судна

Валопровід складається із гребного й проміжного валів. Головний упорний підшипник убудований у головний редуктор типу HSU 830 Marine Gearbox. Двудвудний пристрій – з масляним охолодженням і змащенням, підшипником з білого металу. Гвинт змінюваного кроку – чотирьохлопатевий, бронзовий діаметром 5,4 м.

Електричне устаткування

Параметри струму. Основний струм – 380 В три фази 50 Гц. Крім того є напруги 220 В, 12 В, 27 В.

Токорозподільні пристрої:

- головний розподільний щит (установлений у центральному посту управління);
- аварійний розподільний щит (установлений у приміщенні аварійного дизель-генератора);

Щит живлення з берега 380 В 50 Гц.

Освітлення.

На судні передбачені наступні види освітлення:

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

- основне (зовнішнє й внутрішнє);
- аварійне;
- пошукове (прожектора);
- переносне (ремонтне).

1.2 Аналіз особливостей конструкції двигунів MAN 48/60B

Двигуни з позначенням MAN 48/60 є чотиритактними двигунами з турбонаддувом у рядному або V-подібному виконанні з діаметром циліндра 480 мм і ходом поршня 600 мм. Вони використовуються для привода на судах і в якості стаціонарних ДВЗ.

Загальний вигляд двигуна моделі MAN L48/60B приведено на рис. 1.5. Загальне креслення дизеля у поперечному перетині на рис. 1.6.

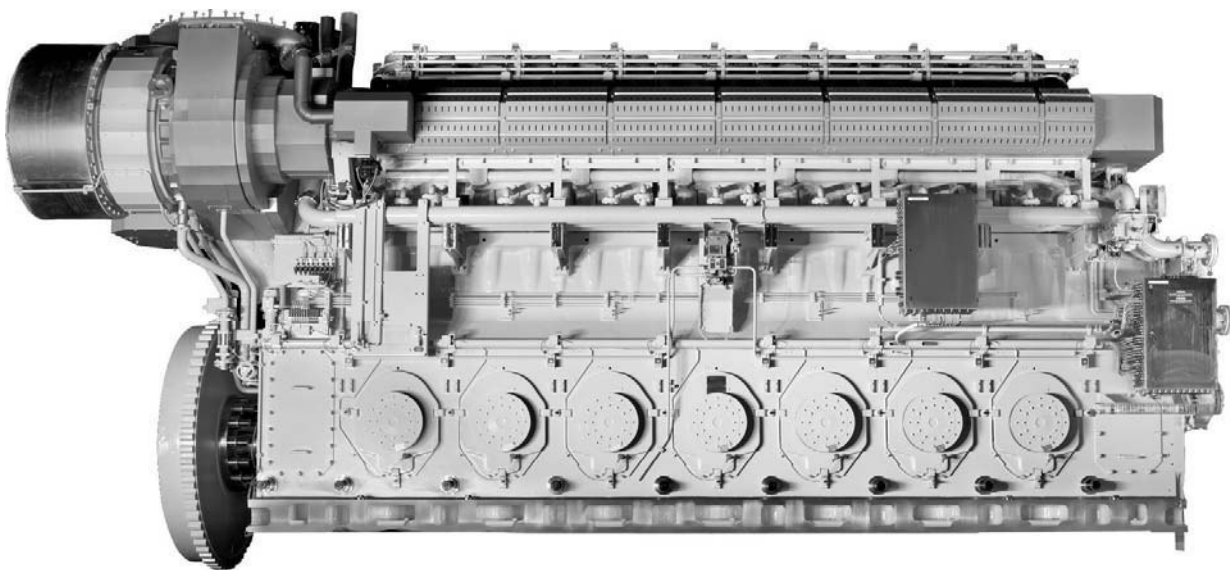


Рисунок 1.5 – Двигун MAN 7L48/60B

Однорядні двигуни MAN L48/60B звичайно складаються з нерухливих елементів, таких як картер, гільзи циліндрів, головок циліндрів і рухливих елементів, таких як колінчатий вал з поршнями, шестерним приводом і

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

розподільним валом, а також паливними насосами й приводом клапанів. Турбокомпресор служить для стиску свіжого повітря. З боку маховика, випускний колектор розташований праворуч (сторона AS), і впускний колектор ліворуч (сторона AGS).

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. 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°C , а так само на паливі марки CIMAC H/K 55. На вимогу, двигун може бути пристосований до палива марки MDO. Двигуни серії L48/60B характеризуються більшим відношенням ходу поршня до діаметра циліндра й високим ступенем стиску.

Основні технічні характеристики двигуна приведено в табл. 1.3.

Таблиця 1.3 – Основні технічні характеристики дизеля MAN 8L 48/60B

Параметр	Значення
Заводська марка	MAN 8L48/60B
Марка дизеля за ДСТ 10150	8ЧН 48/60
Циліндрова потужність, N_e цил., кВт	1200
Частота обертання, n , хв^{-1}	500
Середній ефективний тиск, p_e , МПа	2,3
Тиск наддування, p_k (P_s), МПа	0,33
Максимальний тиск циклу, p_z , МПа	18,25
Питома ефективна витрата палива, g_r , $\text{кг}/(\text{кВт} \times \text{год.})$	0,181

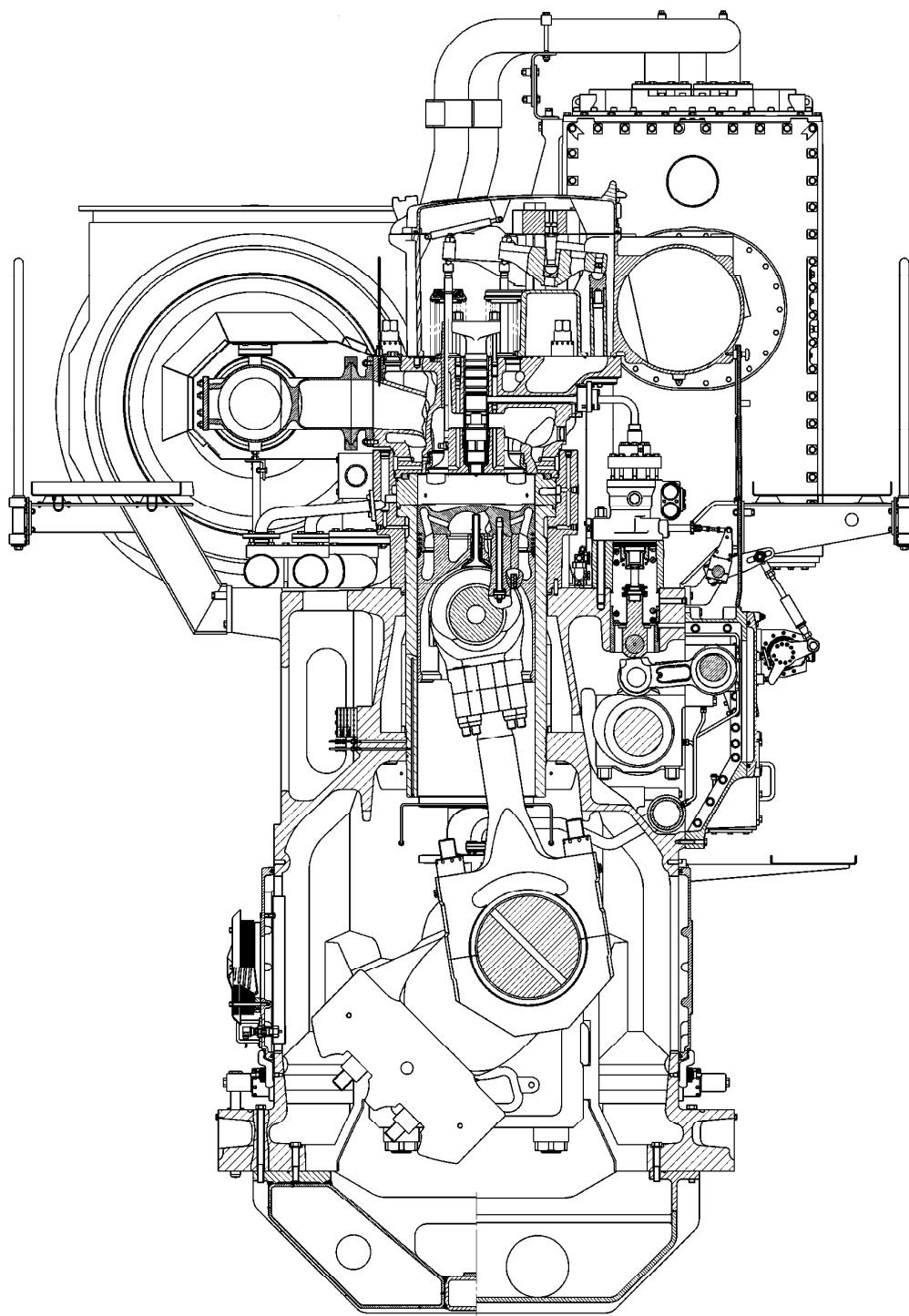


Рисунок 1.6 – Двигун MAN L48/60B (поперечний перетин)

Ці характеристики полегшують оптимізацію проектування камери згоряння й сприяють гарному поведженню при роботі на часткових навантаженнях і високій продуктивності. Двигуни MAN обладнані турбокомпресором серії TCA.

Картер двигуна зроблений цілним і має великі отвори для доступу до внутрішньої порожнини (рис. 1.7).

Анкерні зв'язки простираються від нижньої площини корінних підшипників до верхнього краю картера, і від верхнього краю кришки 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.

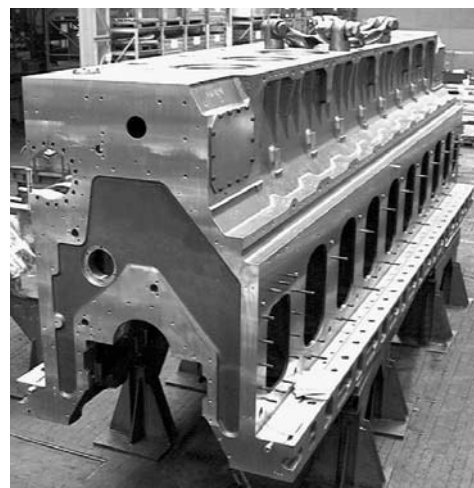
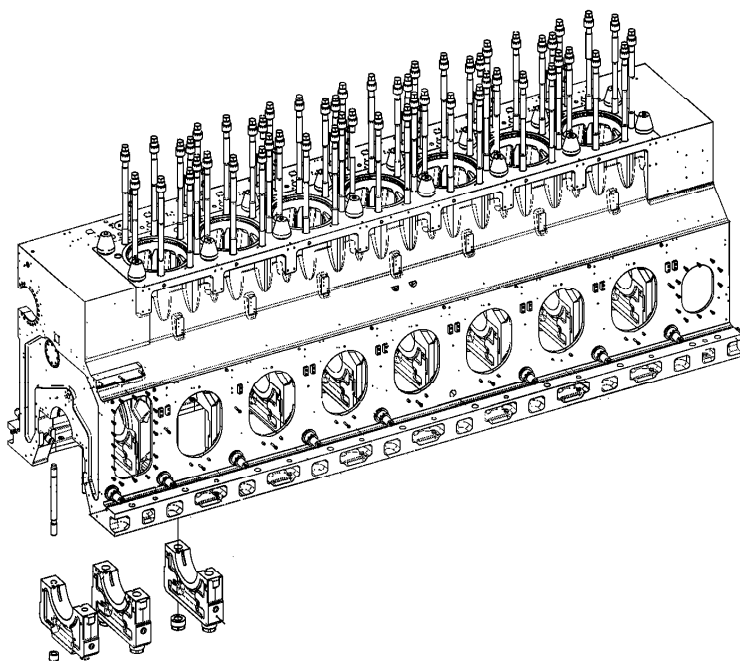


Рисунок 1.7 – Блок картер двигуна MAN 8L 48/60B

Колінчатий вал кований, встановлений у підвішеному положенні й має дві противаги на циліндр, які служать для того, щоб балансувати моменти, що виникають у наслідок обертання невірноважених мас. 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 вала. Приводна шестірня для привода розподільного вала складається двох половинок, і монтується до колінчастого вала за допомогою болтового з'єднання (рис. 1.8). Маховик установлений на фланці колінчастого вала. При виконанні технічного обслуговування й ремонту, механізми можуть бути наведені в рух зубчастим вінцем маховика, використовуючи поворотний механізм.

Підшипник, що обмежує осьове положення колінчастого вала, розташований з боку маховика. Він складається із двох частин: ведучої, розташованої на колінчастому валу, і упорних кілець, які закріплені в корпусі корінного підшипника (рис. 1.9).

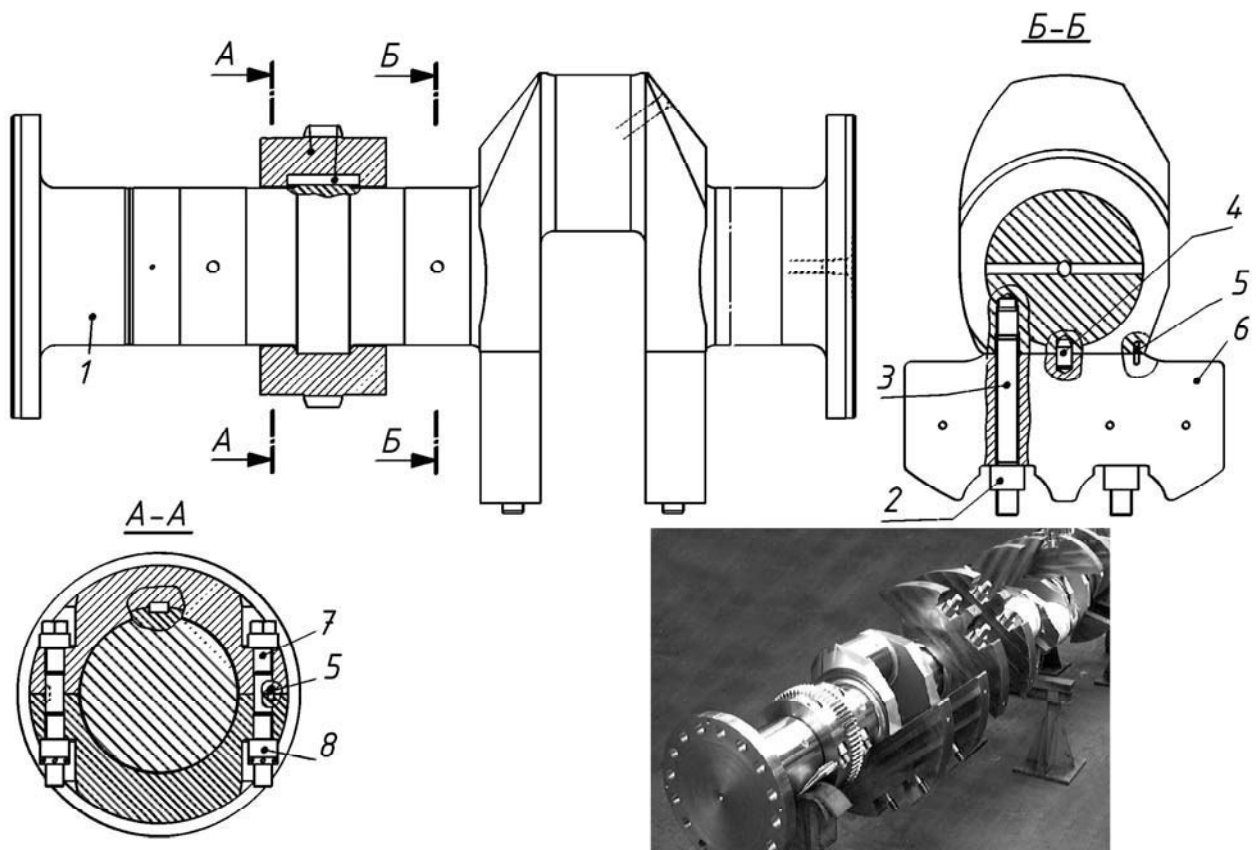


Рисунок 1.8 – Колінчатий вал з противагами: 1 – носок; 2 – гайка кріплення противаги; 3 – шпилька кріплення противаги; 4, 5 – штифт; 6 – противага; 7 – гайка кріплення шестерні приводу допоміжних механізмів; 8 – шпилька кріплення шестерні приводу допоміжних механізмів

Крутильні коливання колінчатого вала знижують за допомогою віброгасника (рис. 1.9). Віброгасник, що установлений на вільному кінці двигуна, передає небажані крутильні коливання від внутрішньої частини до радіально розташованих складань плоскої пружини, де вони загасають за допомогою перемішування масла.

Компонування двигуна дозволяє масляному й водяному насосам приводитися через зубчастий вінець.

Лінія рознімання шатуна розташована під верхньою головкою, 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. 1.10).

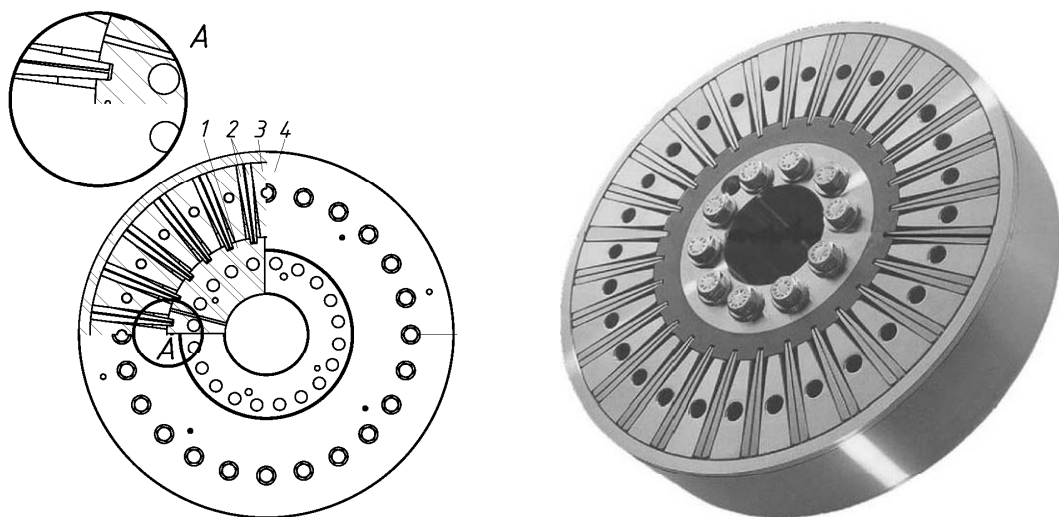


Рисунок 1.9 – Демпфер крутильних коливань сухого тертя:
1 – маточина колінчатого валу; 2 – плоскі пружини; 3 – сегменти статора;
4 – кришка корпусу

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.

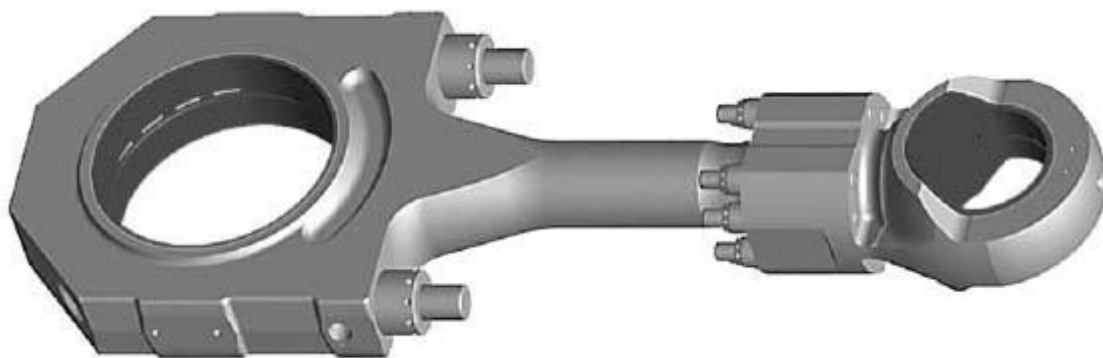


Рисунок 1.10 – Шатун

В основному, поршні складаються із двох частин (рис. 1.11), головки поршня і 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.

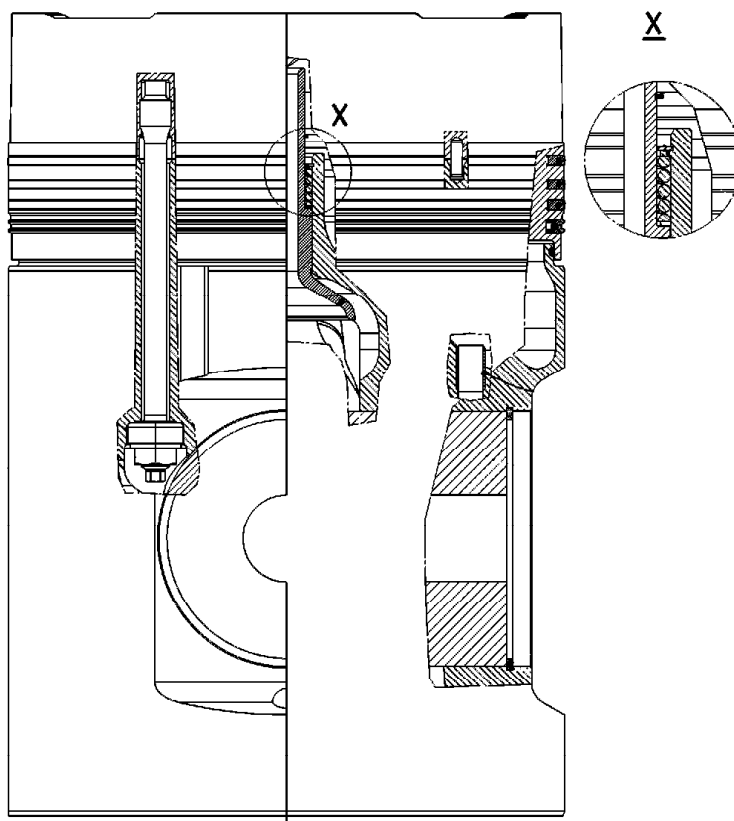


Рисунок 1.11 – Поршень

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

Мастильні 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.

У верхній частині гільза циліндра центрується кільцевою прокладкою (рис. 1.12). У нижній частині гільза циліндра встановлюється в картер. Верхнє вогневе кільце розташовано на кільцевому бурті гільзи циліндра.

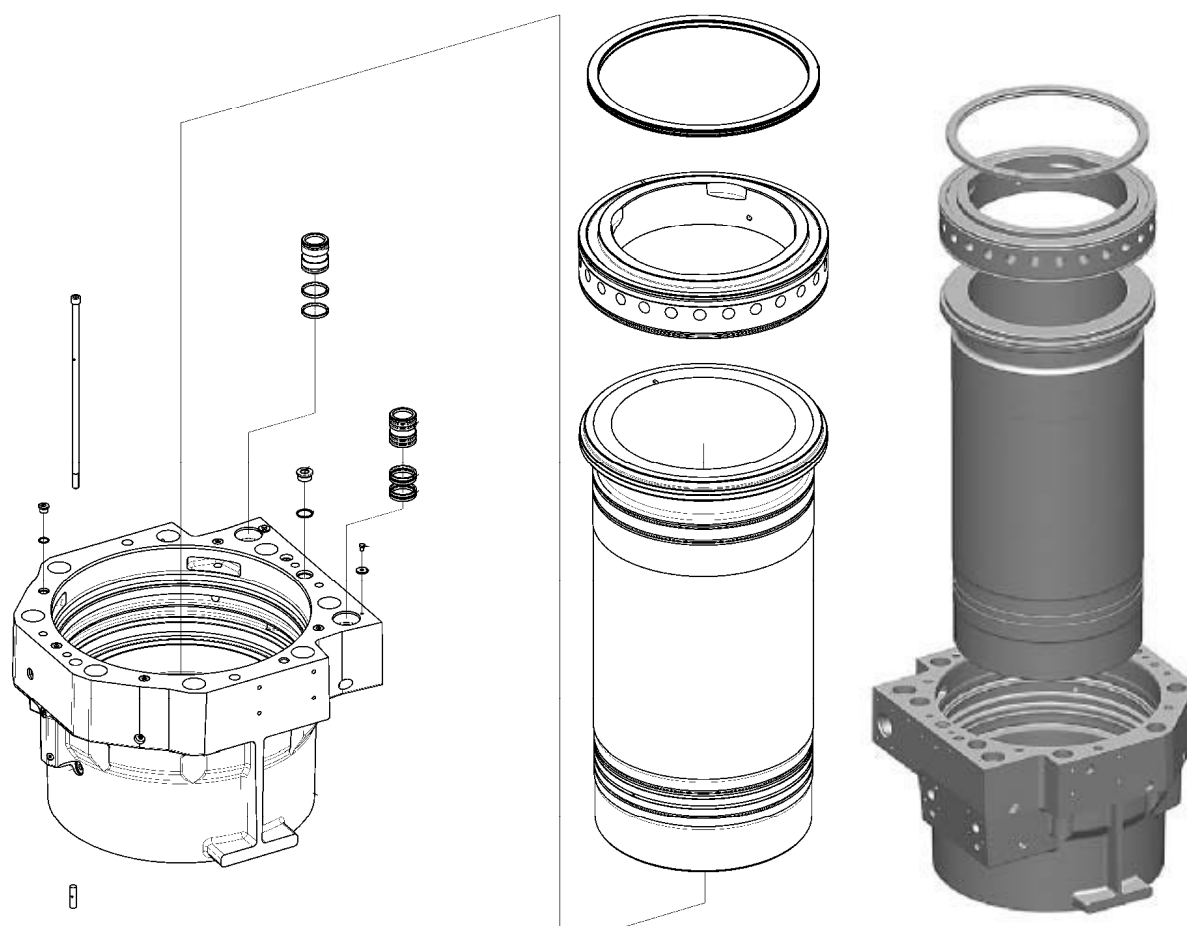


Рисунок 1.12 – Сорочка та втулка циліндру з вогневим кільцем

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

Охолоджувальна 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 кришки циліндра. Головка циліндра, кільцева прокладка й вогневе кільце можуть дренуватися разом.

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

Кришки циліндра встановлюється на вогневе кільце за допомогою восьми шпильок кожна (рис. 1.13).

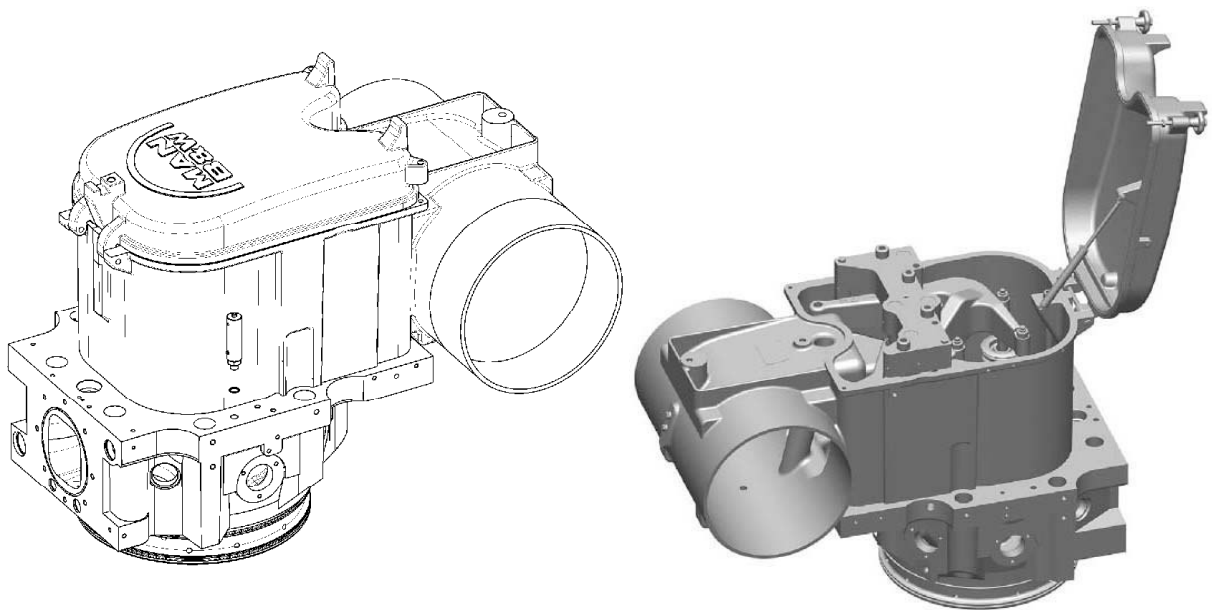


Рисунок 1.13 – Загальний вигляд кришки циліндру

Кожна кришка робочого циліндра має два впускних і випускних клапани (рис. 1.14). Біля них є один пусковий клапан, а так само один клапан

індикатора й (для суднових двигунів) один запобіжний клапан. Форсунка розташована між впускними, і випускними клапанами в центральному положенні. Зверху головка циліндра закрита кожухом коромисла й кришкою, через яку клапанний механізм так само як форсунка легкодоступні для обслуговування та демонтажу під час експлуатації.

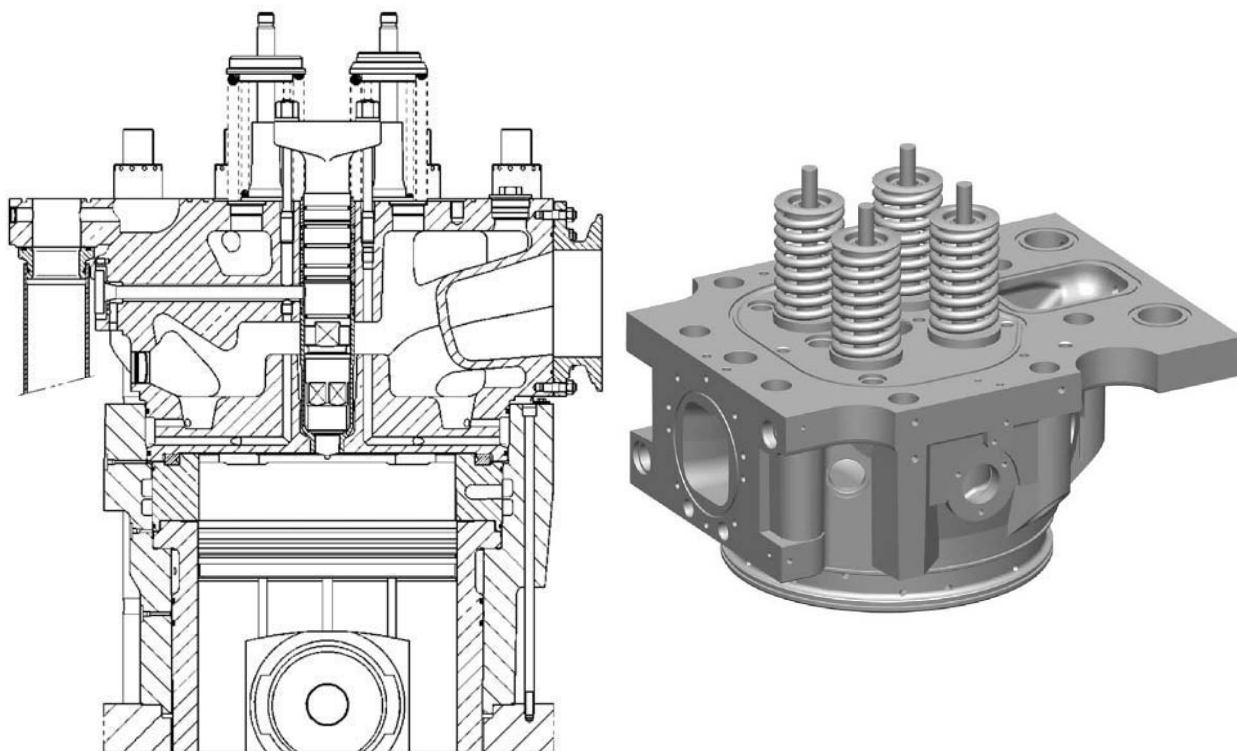


Рисунок 1.14 – Кришка циліндру дизеля MAN L48/60B

Привод розподільного вала виконано у картері (рис. 1.15). Він змонтований на кінці муфти між першими корінними підшипниками. Привод розподільного вала здійснюється проміжним колесом через зубчастий вінець на колінчатому валу. Подача масла до втулки підшипника проміжного колеса зроблена через вісь, у той час як змащенням зубчастого зачеплення забезпечено соплами, що розпилюють масло.

Розподільний вал разом зі штовхачами кулачка розташований у формованій порожнині. Кришки підшипника розподільного валу встановлені в нижньому положенні. Складається з одного кулачка паливного насоса,

впускного, випускного, і одного пускового кулачків на циліндр. Для фіксування розподільного валу в осьовому напрямку встановлений осьовий підшипник з боку маховика.

Привод штовхачів для впускних і випускних клапанів здійснюється розподільним валом через привідний механізм від випускного й впускного кулачка (рис. 1.16).

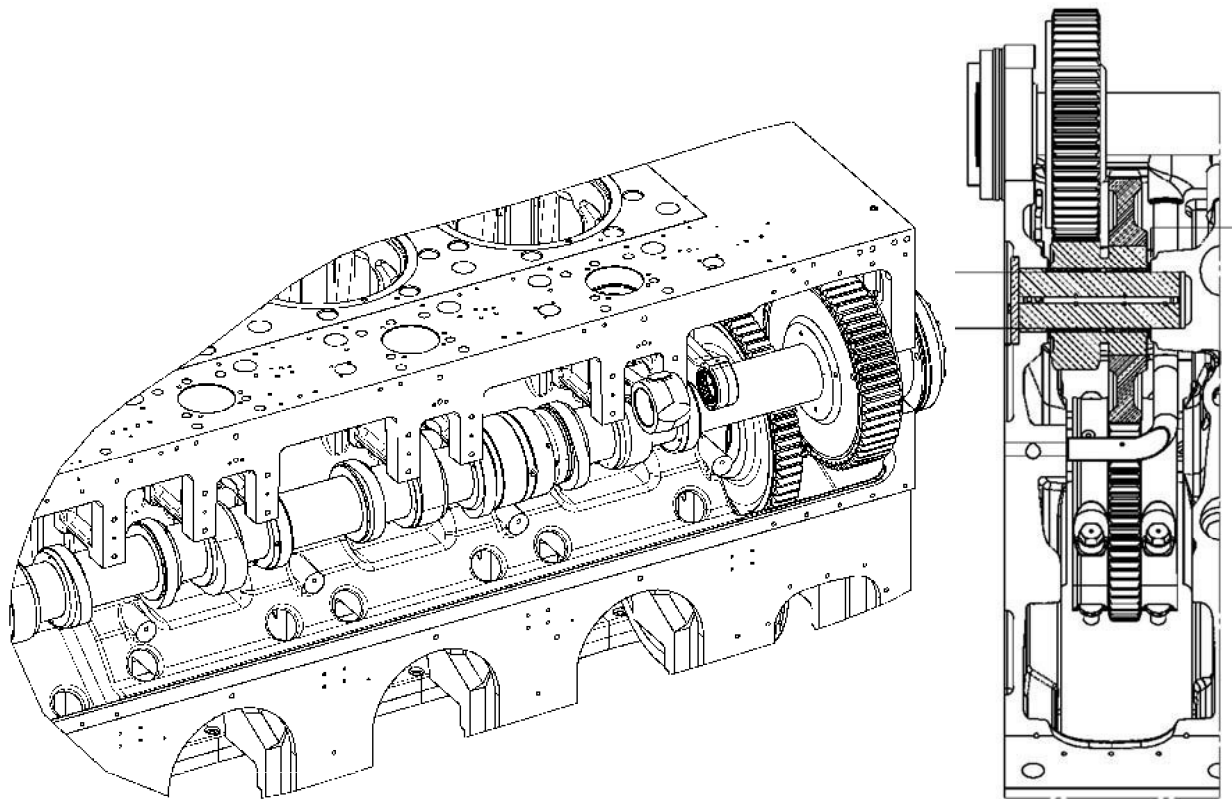


Рисунок 1.15 – Привод розподільного вала двигуна

Переміщення кулачка передається на ролик кулачкового штовхача. Штовхач тоді передає переміщення штангам через кульову опору.

Переміщення штовхачів передається на клапани за допомогою коромисел. Коромисла також установлені в склянках 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 пластини клапана, які змушують клапани обертатися за рахунок минаючого струменя відпрацьованих газів. Поворотні пристрої протидіють високим тепловим напругам, і забезпечують щільну посадку сідла на клапан.

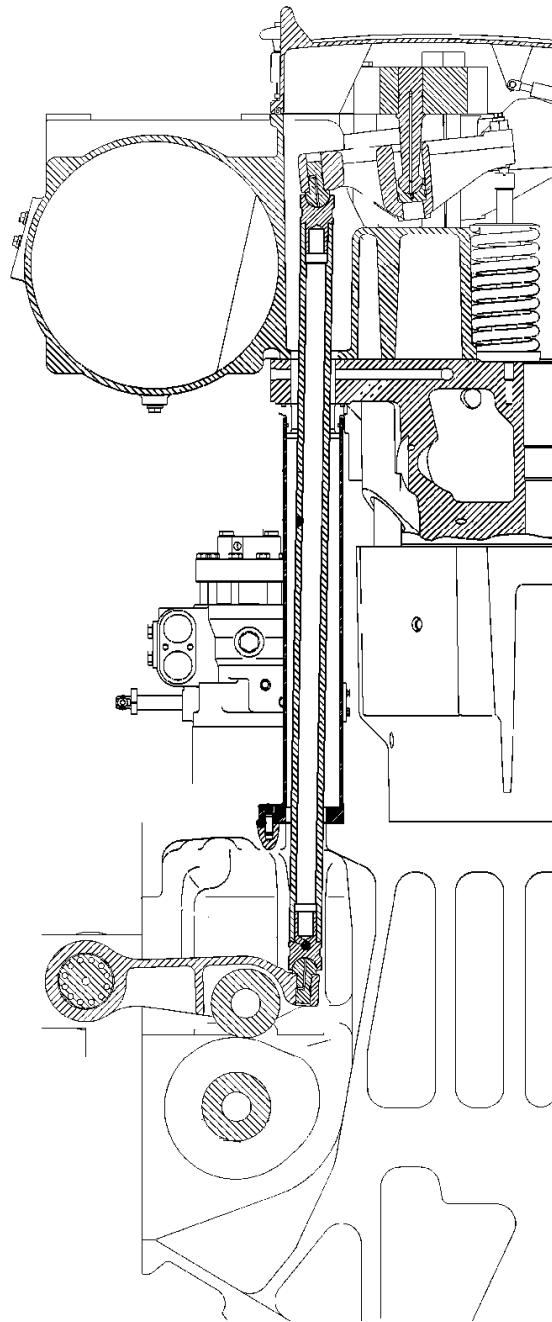


Рисунок 1.16 – Механізм приводу клапанів

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

Залежно від області застосування й робочого режиму двигуна, використовуються механо-гідравлічні, механо-електронні або повністю електронні регулятори швидкості.

Механічно-гідравлічна системи контролю швидкості складаються з експлуатаційних характеристик механічного регулятора швидкості та гідравлічного приводу, дистанційною системою перемикання передач і пристроєм вимикання. Датчики швидкості потрібні для аварійного вимикання.

У випадку електронно-гідравлічної системи контролю, експлуатаційні характеристики отримують за допомогою електрогідравлічного перетворювача, електронного регулятора швидкості й масляного радіатора, які додані до вищезгаданого.

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

Різниця між заданою швидкістю й дійсною швидкістю оцінюється за допомогою механічного регулятора швидкості або електронного регулятора. У випадку, якщо дві величини відрізняються одна від одної, з'єднувальний стрижень має гідравлічний зворотній зв'язок і, отже, розподільний вал і рейки паливних насосів переміщуються, тобто, кількість палива, уведеного в циліндри, змінено.

В електронному регуляторі, різниці між заданою швидкістю й дійсною швидкістю оцінюється, і у випадку, якщо дві величини відхиляються друг від друга, сигнал керування змінюється. Рейки паливних насосів тоді переміщуються через привод, і в такий спосіб кількість палива, уведеного в циліндри, буде змінено.

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

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ексцентрика.

Паливні насоси високого тиску розташовані на западині розподільного валу (рис. 1.17).

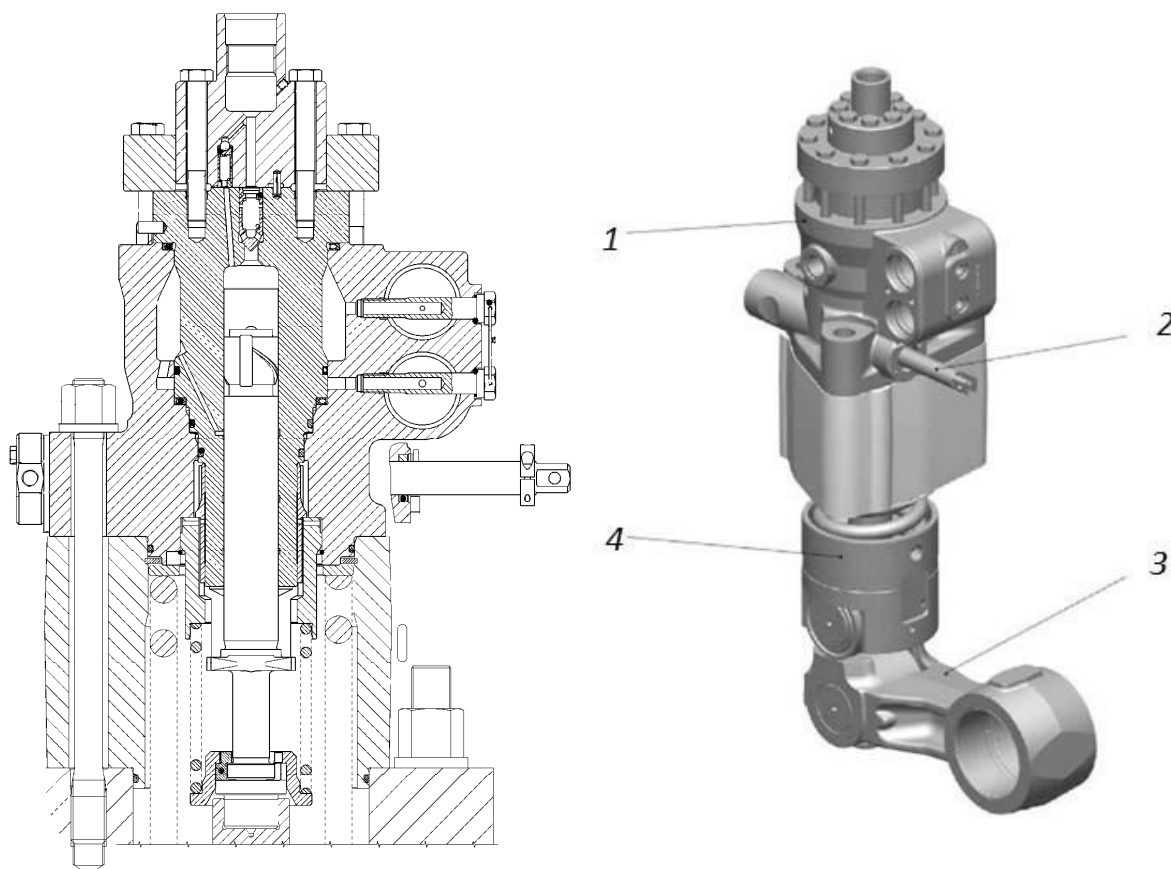


Рисунок 1.17 – Паливний насос: 1 – плунжер; 2 – клерувальний шток; 3 – кулачковий механізм; 4 – роликовий штовхач

Привод здійснюється паливними кулачками, через штовхачі кулачка переміщення, що передається до плунжера насоса паливного насоса високого тиску через кулачок з роликом. Паливо, 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

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

швидкості робочих характеристик досягається повертанням плунжер насоса. Кожний паливний насос обладнаний поршнем аварійної зупинки.

Нагнітання відбувається згідно так званому ізобарному процесу, за допомогою чого відпрацьовані гази від всіх циліндрів течуть на турбозарядний пристрій через загальну вихлопну трубу (рис. 1.18).

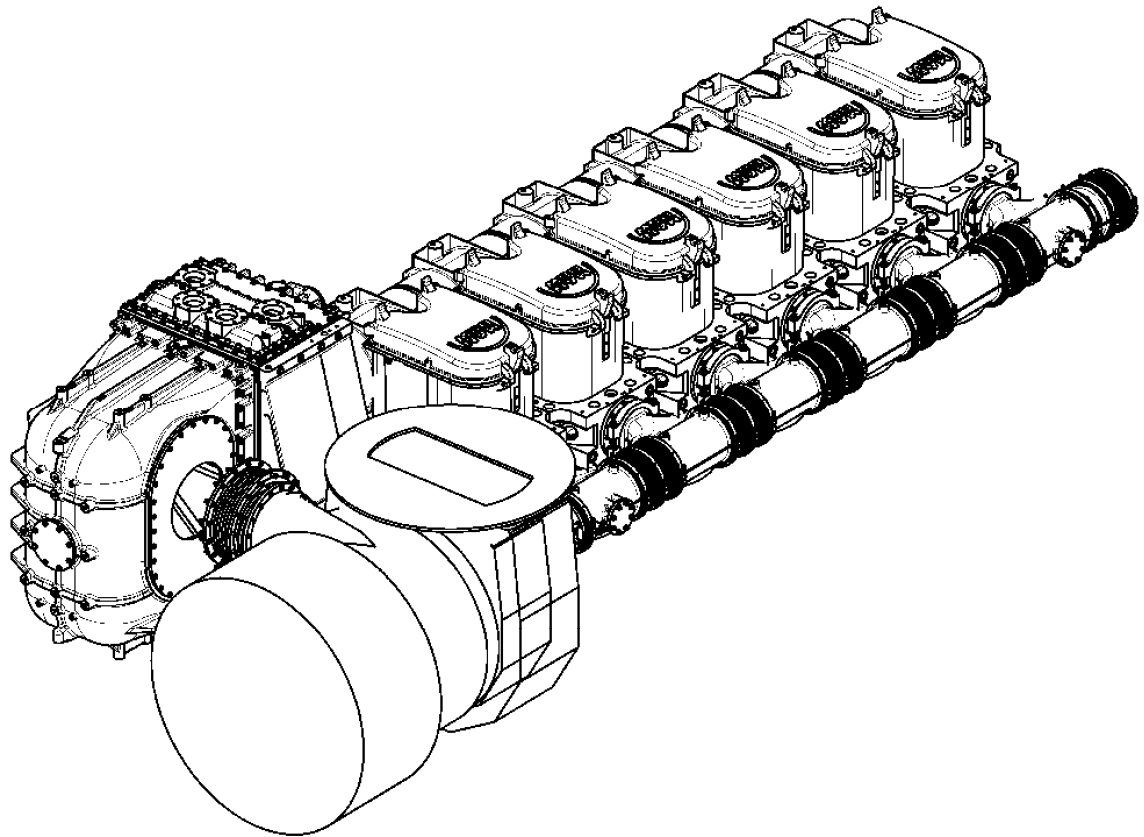


Рисунок 1.18 – Система постачання повітря до двигуна

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

Турбокомпресор установлений на двигун в повздовжньому напрямку. Турбозарядні пристрої серії ТСА використовують відцентрові турбокомпресори і осьові турбіни (рис. 1.19). 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.

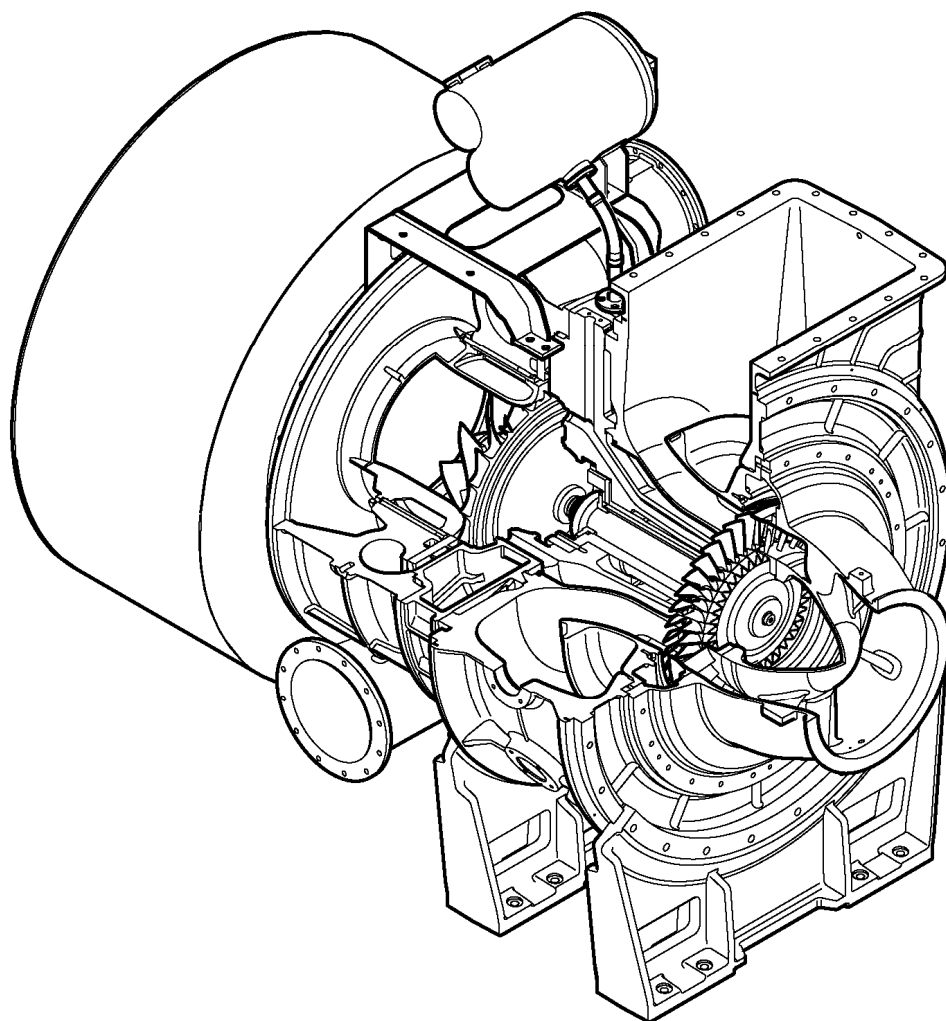


Рисунок 1.19 – Турбокомпресор серії TCA:

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.

Випускний колектор об'єднує елементи випускної системи кожного циліндра. Металеві оболонки забезпечують теплоізоляцію на їхній внутрішній частині й можуть бути вилучені, після послаблення декількох болтів.

Всі точки змащування двигуна забезпечуються маслом при допомозі герметичного мастилопроводу, розташованим на стороні керування. Виступ отвору для заливання масла машинного масла влаштований на вільному машинному кінці. Мастильні матеріали подаються спочатку до корінних підшипників і через колінчатий вал до макрорельєфу віброгасника й до підшипників нижньої головки шатуна через трубки. Шатун тоді направляє мастильні матеріали до головки поршня, після чого масло потрапляє знову в масляний піддон.

У подальшому, 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.

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ МОЖЛИВИХ ШЛЯХІВ УДОСКОНАЛЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ СУЧАСНИХ СЕРЕДНЬООБЕРТОВИХ ДИЗЕЛІВ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ МОДЕРНІЗАЦІЇ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА СУДНА

2.1 Аналіз основних напрямків розвитку сучасних середньообертових дизелів

У цьому розділі будуть розглянуто 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.

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

- високу питому потужність (кВт/кг і кВт/л);
- малі зноси, високу надійність і моторесурс при роботі на важких паливах;
- чистоту вихлопу, що задовольняє вимогам «правил ІМО-2000»;
- низькі експлуатаційні витрати, що включають вартість палива і масла, що витрачає двигун, витрати на техобслуговування й запасні частини;
- низьку вартість і трудомісткість у виробництві, монтажу 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. Була продовжена форсіровка робочого процесу з використанням газотурбінного наддування. Сучасний рівень середнього

ефективного тиску суднових середньообертових дизелів становить 2,1...2,9 МПа. Фірмою Wärtsilä істотно переглянута організація наддування, що дозволяє одночасно використати переваги імпульсного наддування й наддування при постійному тиску. Фірма MAN разом з японським ліцензіантом адаптували широко використовувану в малообертових дизелях систему постійного наддування стосовно до чотирьохтактних 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 рівні температури газів за циліндрами й забезпечується більший запас по помпажу компресора.

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 поромках, 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 чотирьохтактні 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

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

використана фірмою MAN. Шляхом перенастроювання робочого апарата 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.

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

Ці два апарати розміщуються в корпусі турбіни й переміщуються 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

Відмічуване в останні роки зростання жорсткості норм емісії у вихлопних газах часток сажі (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 Caterpillar першої перейшла до інтегрованої системи, коли окремі вдосконалення взаємопов'язуються й взаємодоповнюють один одного

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

Подібна система одержала найменування Advanced Combustion Emission Reduction technolog (ACERT) (рис. 2.1)

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 наддувочного 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 двигун починає диміти.



Рисунок 2.1 – Інтегрована система вдосконалювання робочого процесу середньо обертових двигунів

Система ACERT була поширена й на двигуни МаК, виробництво яких здійснюється об'єднаним концерном «Caterpillar Motoren – МаК». У середньообертових двигунах МаК М43 були вдосконалені ГТК, підняті тиски упорскування й введене керування фазами паливостачання. 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 упорскування, одночасно раніше починається подача палива (рис. 2.2).

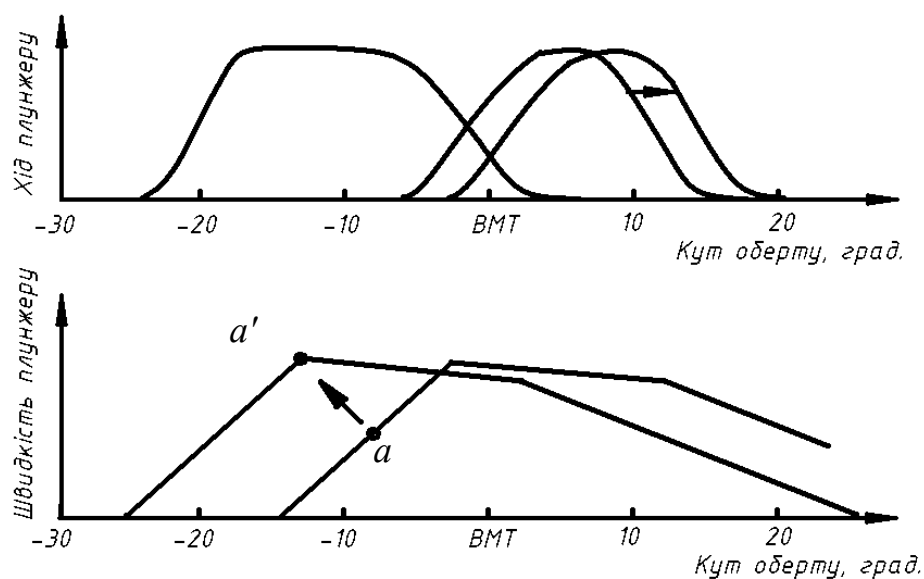


Рисунок 2.2 – Зміна фаз газорозподілу й швидкості плунжера ПНВТ

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 упорскування досягається більше тонке розпилювання палива й більше

повне його згоряння. Випробування на двигуні М 43 показали, що в діапазоні 2...10% навантаження емісія NO_x знизилася на 35%, видиме диміння відсутнє. Однак на режимах часткових навантажень ефективність двигуна знижується, не дивлячись на прискорення плунжеру за рахунок системи зміни кута початку підйому плунжеру

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 димлінням на вихлопі, що звичайно проявляється при різких набросах 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 у бік 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.

Давно вже перед двигунобудівниками стояло завдання – перевести середньообертові двигуни на важкі палива, щоб на судні могло використовуватися єдине паливо. Це диктувалося істотно більш низькою

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

вартістю важких палив у порівнянні з дизельними (приблизно у два рази). Якщо спочатку рішення цього завдання здавалося малоймовірним, то сьогодні всі провідні фірми його успішно вирішили.

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 упорскування палива до 120...150 МПа. Більше високі тиски упорскування 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.

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 й величини тиску, що спричиняє зростання механічних навантажень, особливо, у підшипниках. Паливні струмені, не вигораючи по шляху, б'ють по стінках робочого 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 упорскування палива. При модернізації двигунів це було досягнуто збільшенням ступеня стиску з 10,5...11 до 14...15,5. Відомо, що зі

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

збільшенням ϵ підвищується термічний ККД циклу, що безперечно корисно, але одночасно з ростом тисків у момент упорскування палива збільшується й максимальний тиск циклу (p_z), що спричиняє ріст механічних напруг в елементах ЦПП 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. У двигуні Wärtsilä 46 серії кут випередження упорскування 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.

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 та подовженим розширенням (так званий цикл Міллера), 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 вдосконалення дизелів ряд фірм збільшили відношення ходу поршня до діаметра циліндра (S/D) до 1,5, це дозволило збільшити висоту камери згорання й, тим самим, створити кращі умови для розвитку факела палива, сумішоутворення й згорання. Одночасно зі збільшенням S/D знизили частоту обертання, що зменшило середню швидкість поршня й швидкість

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

зношування ЦПГ.

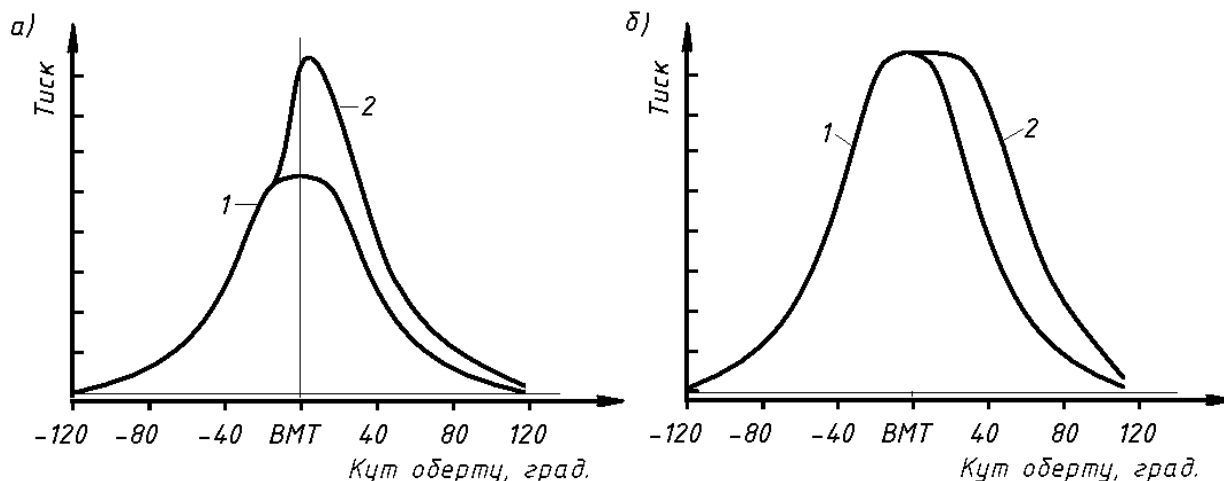


Рисунок 2.3 – Криві тисків у робочому циліндрі: *а* – традиційна організація процесу, *б* – збільшений тиск стиску шляхом переносу згоряння за ВМТ. 1 – лінія стиску; 2 – лінія згоряння

Форсування двигунів і використання в них важких палив вимагали 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 охолодження, що дозволяє наблизити охолоджувальну рідину до теплосприймаючої 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 и 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 були замінені 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 система 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 введене примусове змащення циліндрів під тиском від лубрикатора. 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.

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 виконання трудомістких робіт у ці періоди.

Не можна не враховувати й спостережуване зниження кваліфікації судових 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 їхньої роботи після моточистки, при цьому основною причиною є людський фактор.

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

Типовим прикладом модульного рішення може служити ілюстрація, показана на рис. 2.4.

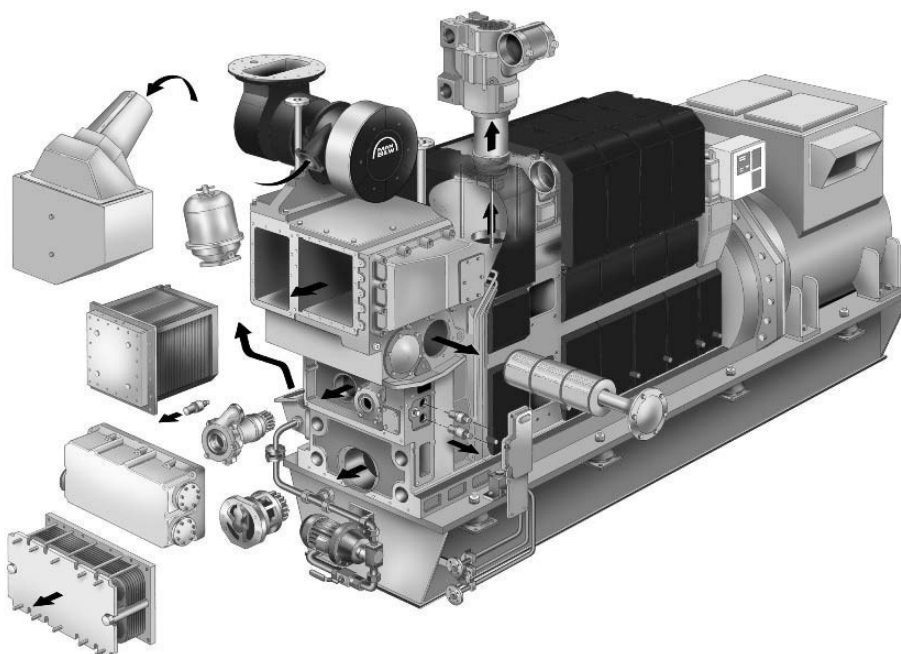


Рисунок 2.4 – Модульне компонування двигуна MAN L16/24

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 циліндропоршнева група, включаючи поршень із шатуном, втулку циліндра й кришку може бути демонтована як одне ціле. Передбачається, що

ці інтегровані елементи замінюються судновим персоналом на комплекти, що поставляють фірмою, нові або заздалегідь відремонтовані в умовах ремонтного підприємства, що володіє висококваліфікованим персоналом. Фірма MAN включає в число модульно-замінних елементів також:

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

Перехід на нову технологію дозволяє повернути двигун у його вихідний робочий стан й у цьому випадку фірма гарантує експлуатацію агрегату протягом 120000 годин до наступного ремонту.

2.2 Аналіз шляхів вдосконалення процесів газообміну у головного двигуна MAN L48/60

Наведений вище аналіз показує, що на сучасних середньообертових дизелях працюючих на важкому паливі останнім часом широко застосовується організація робочого процесу по так званому циклу Міллера. По цьому розглянемо докладніше ті переваги й недоліки які дає цей спосіб організації робочого процесу в головному двигуні розглянутого судна.

Запропонований і здійснений Ральфом Міллером спосіб, відрізняється від звичайного способу організації робочого процесу наявністю зміненої фази закриття впускного клапана. При збільшенні навантаження, тобто при підвищенні ступеня наддування, кут випередження закриття впускного клапана збільшується, внаслідок чого циліндр лише частково наповнюється свіжим зарядом. Перед ходом стиску, тобто ще під час ходу впуску, заряд у циліндрі розширюється (при русі поршня до НМТ) і при цьому охолоджується. Стиск починається (правда, за рахунок зменшення кількості заряду в порівнянні з тим, що могло бути досягнуте при тім же тиску

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

наддування з іншими фазами газорозподілу) при більшій низькій температурі, чим при надходженні в циліндр повного заряду. Збільшення ступеня розширення в порівнянні з ефективним ступенем стиску за допомогою зміни моменту закриття впускного клапана вже було запропоновано Джеймсом Актенсоном стосовно до двигунів із примусовим запалюванням без наддування. У таких двигунах це вживалося з метою поліпшення індикаторного ККД за рахунок подовження процесу розширення при ефективному ступені стиску, обмеженою межею детонації. Для двигунів без наддування варто мати на увазі, що зі зменшенням наповнення циліндра зменшується потужність, одержувана при даному робочому об'ємі, і погіршується механічний ККД.

У двигунів з наддуванням є недолік, що полягає в зменшенні наповнення циліндра, що може бути компенсовано відповідним підвищенням тиску наддування. Смісл застосування способу Міллера в дизелях можна пояснити іншим розподілом процесу стиску в компресорі й у циліндрі двигуна (рис. 2.5).

У той час як при звичайному наддуванні точка 2 на теоретичній індикаторній діаграмі, зображеної на рис. 2.5, а, тобто стан повітря на виході з компресора, збігається із точкою 1_ц, тобто станом, що відповідає початку стиску в циліндрі, то при способі Міллера точка 2 лежить уже на лінії стиску (рис. 2.5, б).

Тому що при однаковій температурі охолоджувального середовища в охолоджувачі температуру $t_{\text{вп}}$ на впуску в циліндр можна підтримувати за рахунок охолодження наддувочного повітря приблизно постійною незалежно від ступеня підвищення тиску в компресорі p_2/p_1 температура в точці 1_ц відповідному початку процесу стиску, при способі Міллера нижче, ніж при звичайному наддуванні з турбокомпресором і охолодженням наддувочного повітря. Величину тиску $p_{\text{вп}} \approx p_2$ за допомогою ступеня підвищення тиску в компресорі при способі Міллера можна вибрати такий, щоб тиск у точці 1_ц

дорівнювало тиску в цій же точці при звичайному турбонаддуві (рис. 2.5).

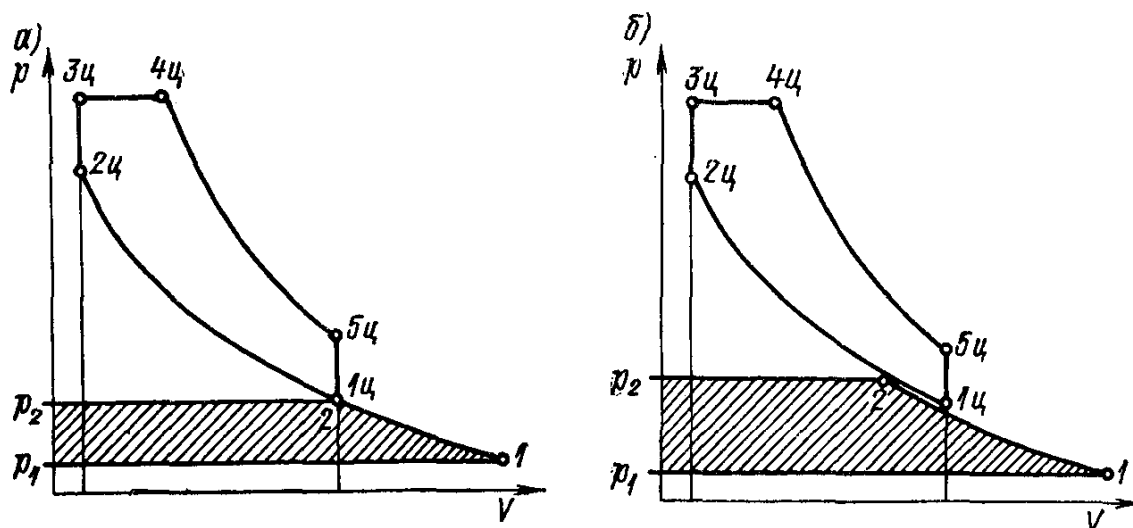


Рисунок 2.5 – Порівняння pV -діаграм ідеального чотиритактного циклу двигуна з турбонаддувом (а) і циклу Міллера (б)

Тоді при способі Міллера буде мати місце такий же тиск стиску, приблизно такий же максимальний тиск згоряння (що перебуває в деякій залежності від величини використаної надлишкової потужності), більше низька початкова температура й температура стиску й більша кількість заряду, що при тім же коефіцієнті надлишку повітря дозволяє одержати більш високу потужність. При способі Міллера й тиск $p_{\text{вп}}$ можна підібрати (при тих же фазах газорозподілу, тобто при такому ж скороченні стиску в циліндрі, що й вище) таким, щоб досягти рівної кількості заряду, тоді температура й тиск у точці 1ц будуть нижче, ніж при звичайному турбонаддуві. У цьому випадку при рівному коефіцієнті надлишку повітря й рівної потужності тиску й температури на індикаторній діаграмі будуть нижче, внаслідок чого зменшаться механічні й термічні напруги. Зрозуміло, можливі й проміжні значення, тобто лише часткове використання можливості підвищення потужності при деякому зниженні тисків і температур. Вибір при способі Міллера такого ж тиску наддування $p_{\text{вп}}$, як при звичайному турбонаддуві, не має сенсу, тому що тоді у зв'язку зі

зменшенням кількості заряду потужність, природно, буде нижче. Для ізоентропійного процесу від стану 1 до стану 2, з одного боку, і від стану на впуску ($p_{\text{вп}} \approx p_2$; $t_{\text{вп}} < t_2$) до стану 1 ζ , в інший, легко розрахувати, що для ідеального циклу при тиску наддування, підвищеному на 40%, тобто при збільшеній в 1,4 рази ступеня підвищення тиску в компресорі, і при такій же температурі на впуску в циліндр величина заряду при способі Міллера збільшиться приблизно на 10%. Якщо при однакових фазах газорозподілу вибирається тільки підвищення тиску наддування на 30%, то величина заряду при обох розглянутих способах залишається приблизно однакою, але абсолютні значення тиску й температури в точці 1 ζ при способі Міллера будуть приблизно на 10% більш низькими.

Наведені вище немаловажні переваги способу Міллера стосуються тільки до області високого тиску на індикаторній діаграмі (тобто враховують лише ту частину діаграми, що характеризує процеси стиску, горіння й розширення). Однак необхідно мати на увазі, що підвищення тиску наддування досягається при більш високому тиску підпору перед турбіною. Це позначається на процесі газообміну (роботі виштовхування, кількості залишкових газів у циліндрі) і зменшує вигреш, одержуваний за рахунок складової високого тиску. Це вплив на сумарне підвищення потужності, що досягається при використанні способу Міллера, найчастіше недооцінюється. Тільки на базі розрахунків повних робочих циклів, включаючи теплопередачу й газообмін, можна визначити дійсні переваги системи Міллера в порівнянні зі звичайною системою турбонаддуву.

У табл. 2.1 зіставлені результати розрахунків робочого процесу для високофорсованих чотиритактних двигунів зі звичайною системою турбонаддуву й із системою Міллера [6]. Вихідні значення (графік 2) заміряні на одноциліндровому двигуні з турбонаддувом. В основу зіставлення був покладений середній ефективний тиск, рівний 2,4 МПа. Для способу Міллера був прийнятий тиск наддування, що підвищується від 0,416 до 0,49 МПа в

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

порівнянні з 0,335 МПа при звичайному наддуванні за допомогою турбокомпресора.

Таблиця 2.1 – Порівняння розрахункових параметрів високофорсованого чотиритактного дизеля при використанні системи наддування із проміжним охолодженням наддувочного повітря й при використанні циклу Міллера

Параметри	Охолодження наддувочного повітря		Цикл Міллера	
Середній ефективний тиск p_e , МПа	2,354	2,354	2,36	2,354
Тиск наддування $p_2 \approx p_{вп}$, МПа	0,335	0,416	0,451	0,49
Тиск газу перед турбіною p_3 , МПа	0,274	0,332	0,378	0,429
Коефіцієнт надлишку повітря, α	1,74	1,46	1,57	1,74
ККД ТК, $\eta_{тк}$ %	53	53	53	53
Температура газу перед турбіною T_3 , К	872	914	888	870
Максимальний тиск у циліндрі p_z , МПа	11,1	11,92	12,7	13,04
Питома витрата палива g_e , г/(кВт×год.)	216	220	215,3	217
*Зміна теплоти, що відводиться стінками $Q_{ст}$, %	0	-6,1	+0,7	-4,8
*Зміна витрати палива, %	0	+1,6	-0,3	+0,4
*Зміна питомої витрати повітря %	0	-6,2	-6,2	+2,5

* Для випадку з охолодженням наддувочного повітря

Хоча при тиску наддування, рівному 0,416 МПа, максимальний тиск згоряння виявляється приблизно на 1,7 МПа нижче (значно більш низький тиск p_T часто розглядається як особлива перевага способу Міллера), однак це супроводжується підвищенням термічної напруженості (збільшенням кількості теплоти, що відводиться стінками) і зменшенням надлишку повітря для згоряння.

Тільки при підвищенні тиску наддування до 0,49 МПа досягається такий же коефіцієнт надлишку повітря ($\alpha = 1,74$) і приблизно така ж температура випускних газів, що й при способі турбонаддуву, з яким провадилося порівняння. У цьому випадку питома витрата повітря підвищується на 2,5%, а теплота, що відводиться стінками, завдяки кращому

охолодженню наддувочного повітря зменшується на 4,8%. Трохи нижче стає й максимальний тиск згоряння. Ці переваги здобуваються за рахунок дуже високого тиску наддування характерного для сучасних дизелів.

Прикладом практичного застосування системи Міллера на дизелях у сполученні із двоступінчастим турбонаддувом є двигун японської фірми Fuji Diesel Co типу 6MD26X. Цей двигун має наступні параметри: число циліндрів – 6; діаметр циліндра – 260 мм; хід поршня – 320 мм; потужність – 1560 кВт; частота обертання – 750 хв⁻¹; середній ефективний тиск – 2,5 МПа; максимальний тиск згоряння – 13,0 МПа; питома витрата палива – 213 г/(кВт×год.); тиск наддування – 0,35 МПа. Ці значення досить добре збігаються з розрахунковими, наведеними в табл. 2.1. Зазначений двигун оснащений двоступінчастим турбонаддувом і двоступінчастим проміжним охолодженням наддувочного повітря.

Середній ефективний тиск $p_e = 2,5$ МПа може бути досягнуте при застосуванні звичайної системи турбонаддуву.

Зіставлення графі 2 із графами 3-5 таблиці показує, що при використанні системи Міллера на високофорсованих по наддуванню дизелях при рівному середньому ефективному тиску можна досягти певних переваг з погляду механічної й термічної напруженості, але вони не занадто великі. Застосування системи Міллера при такому ступені наддування, при якій потрібна двоступінчаста система, явно не окупиться, у той час як при звичайному способі наддування із проміжним охолодженням наддувочного повітря можна обійтися одним турбокомпресором.

У двигунах з високим тиском наддування працюючих на важких паливах цикл Міллера використовується в сполученні з підвищеними ступенями стиску й зменшеним кутом випередження упорскування палива.

Високий ступінь стиску необхідний для створення в камері згоряння умов сприятливих для samozapalювання палива. Однак при цьому тиск наприкінці стиску досягає значних величин, що при незмінних умовах

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

приведе до надмірного росту тиску наприкінці згоряння. Щоб цього не відбулося, у двигунах зменшують кут випередження подачі палива. У результаті, більша частина згоряння палива переноситься на лінію розширення, при цьому збільшення об'єму робочого простору компенсує зростання тиску й знижує механічну напруженість робочого процесу. Крім того, це дозволяє уникнути високих температур у процесі згоряння палива, що приводить до зниження утворення окислів азоту, і як наслідок до поліпшення екологічних показників двигуна. Всі три описаних випадки організації робочого процесу наведені на рис. 2.6.

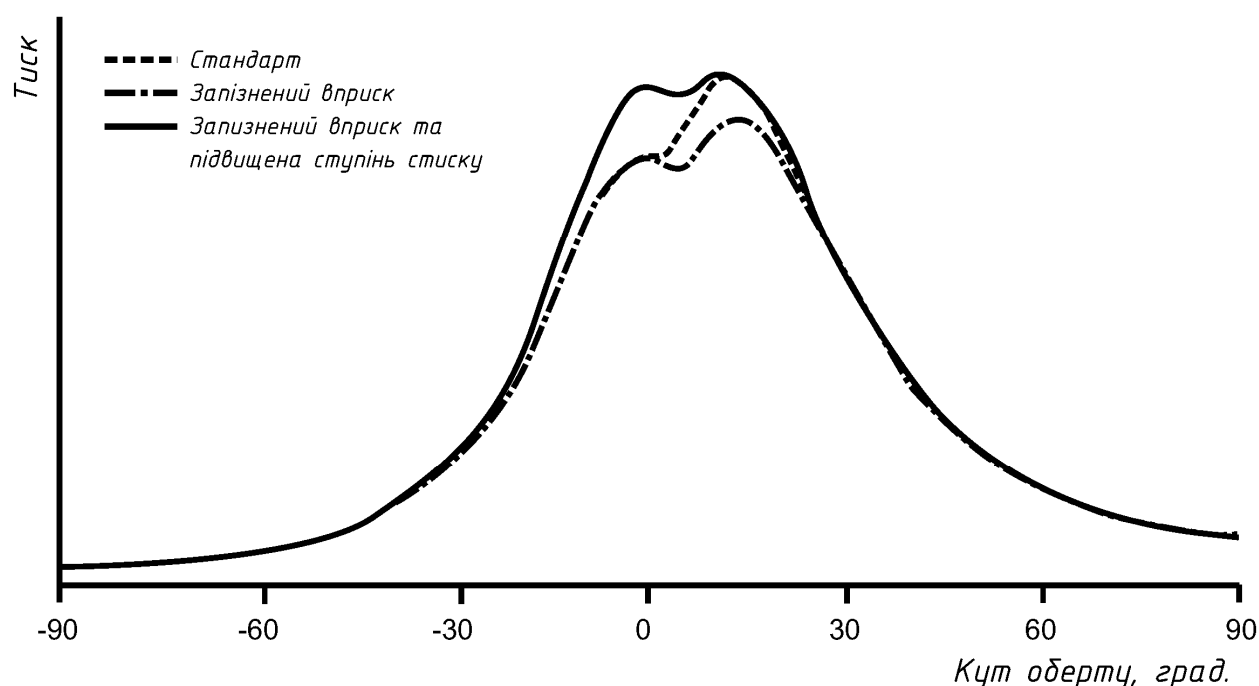


Рисунок 2.6 – Основні способи організації робочого процесу в середньообертових дизелях

Практично більш високий ступінь стиску досягається зміною фаз газорозподілу таким чином, що впускний клапан закривається ще до приходу поршня в НМТ. В цьому випадку заряд циліндру перед стисканням піддається розширенню и додатковому охолодженню. Фази газорозподілу стандартного двигуна й працюючого по циклу Міллера наведені на рис. 2.7.

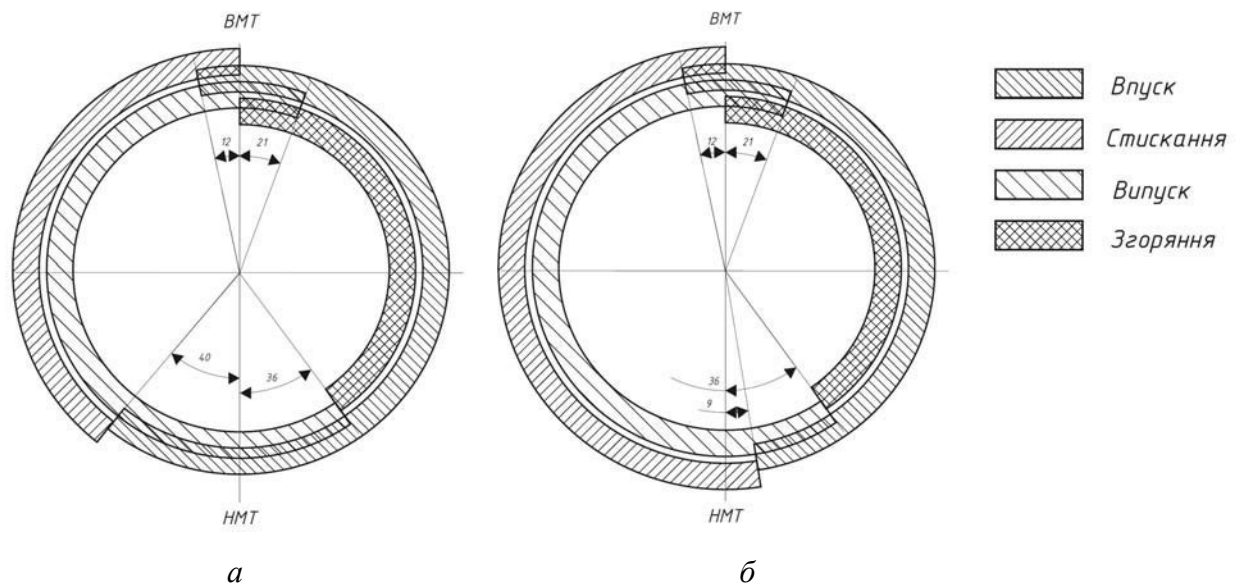


Рисунок 2.7 – Фази газорозподілу: *а* – базовий робочий процес; *б* – робочий процес по циклу Міллера

Зміна фаз газорозподілу здійснюється зміною положення паливних кулаків друг щодо друга, або зміною їхнього профілю. Графіки законів переміщення клапанів для стандартного циклу й циклу Міллера наведені на рисунку 2.8.

Для забезпечення найбільшого значення часу відкриття клапанів бажано, щоб вони можливо швидше відкривалися чи закривалися. Моменти відкриття й закриття клапанів визначаються у кутах повороту колінчастого вала й називаються фазами газорозподілу. Впускні й випускні клапани відкриваються з деяким випередженням або запізненням відносно відповідних мертвих точок. Типова діаграма фаз газорозподілу розглянутого двигуна показана на рис. 2.7.

Таким чином, можна вважати, що є цілком раціональним переобладнати головний двигун розглянутого судна для роботи за циклом Міллера. Це доцільно в першу чергу тому, що, не дивлячись на свою універсальність, судно в основному використовується для перевезення

контейнерів, а для цього випадку використання характерні високі швидкості руху які пов'язані з роботою головного двигуна на потужностях близьких до номінальної. Саме на таких режимах робота двигуна використання циклу Міллера дає найбільший ефект.

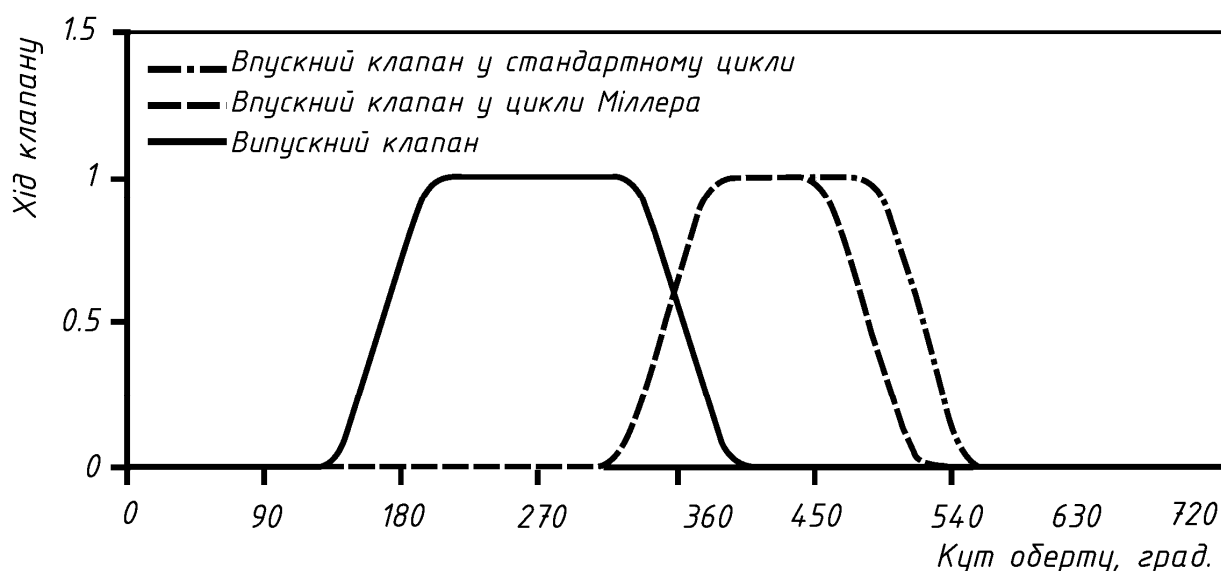


Рисунок 2.8 – Закон руху клапанів для стандартного робочого процесу й робочого процесу по циклові Міллера

Для перевірки висунутих припущень, виконаємо тепловій та динамічний розрахунок двигуна базового варіанту організації робочого процесу та для організації роботи за циклом Міллера.

Для врахування можливих наслідків модернізації у розрахунках збільшимо геометричний ступень стиску з 14 до 15,3 одиниць, а також зменшимо температуру повітря на початку робочого процесу. Щоб скоротити обсяг пояснювальної записки далі наведено лише розрахунок модернізованого двигуна. Розрахунок виконаємо за методом Гриневецького-Мазінга.

Інші данні необхідні для теплового розрахунку візьмемо з технічної документації на двигун використаний у якості прототипу. Необхідні початкові данні для розрахунку зведемо у таблицю 2.2.

2.3 Визначення конструктивних особливостей двигуна, та його геометричних параметрів

Для розрахунку робочого процесу визначимо основні параметри дизеля яки наведено у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Основні параметри двигуна

Діаметр циліндра двигуна, мм	480
Хід поршня, мм	600
Відношення ходу поршня до діаметру циліндра	1,25
Ефективна потужність, кВт	9600
Число циліндрів, шт.	8
Циліндрова потужність, кВт	1200
Частота обертання, хв^{-1}	500
Тиск наддування, МПа	0,330

Геометричний ступінь стиску (ϵ). Збільшенням ступеня стиску для всіх типів двигунів веде до покращення тепловикористання, підвищення індикаторного ККД, який інтенсивно зростає до $\epsilon = 14,5 \dots 19$, а далі змінюється незначно. Крім того, при збільшенні ступеня стиску температура й тиск у період початку упорскування палива зростають, що приводить до більш «м'якої» роботи двигуна.

При навантаженнях близьких до максимальних підвищення ϵ призводить до збільшення токсичності відпрацьованих газів, тобто збільшується кількість вуглеводнів, через зростання об'єму пристінкового шару, й кількість окислів азоту, через підвищення температури згоряння. Збільшується також навантаження на деталі двигуна, та зростають механічні втрати. Виходячи з наведених вище фактів, раціонально встановити для розглянутого двигуна ступінь стиску $\epsilon = 15,3$

2.4 Тепловий розрахунок робочого процесу процесу головного двигуна MAN L48/60 працюючого за циклом Миллера

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. 3.2). Вони відповідають вимогам стандарту ISO 3217:1987 і відповідають класам RME 25 і RMG 35.

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 визначають склад її основних складових.

Таблиця 2.3 – 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 $\alpha = 1,94$.

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

$$M_1 = \alpha L_0 = 1,94 \times 0,500 = 0,97 \text{ кмоль}.$$

Кількість продуктів згоряння (M_2),

Для повного згоряння ($\alpha > 1$)

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

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

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_o = 0,21(1,940 - 1) 0,500 = 0,0987 \text{ кмоль};$$

$$M_{N_2} = 0,79\alpha L_o = 0,790 \times 1,940 \times 0,500 = 0,7663 \text{ кмоль};$$

$$M_2 = \sum_{i=1}^n M_i = 0,073 + 0,063 + 0,000063 + 0,0987 + 0,7663 = 1,0006 \text{ кмоль}.$$

2.4.1 Процес наповнення робочого циліндру

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 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

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

$$p_{\kappa} = 1,4 \times p_0 = 3,200 \times 0,103 = 0,330 \text{ МПа.}$$

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:

$$T'_{\kappa} = T_0 \left(\frac{p_{\kappa}}{p_0} \right)^{\frac{n_{\kappa}-1}{n_{\kappa}}} = 288,0 \left(\frac{0,330}{0,103} \right)^{\frac{1,400-1}{1,400}} = 401,5 \text{ К.}$$

Ступінь охолодження повітря в повітроохолоджувачі ($\sigma_{\text{ох}}$). Для водоповітряних охолоджувачів, $\sigma_{\text{ох}} = 0,7 \dots 0,90$, прийmemo $\sigma_{\text{ох}} = 0,865$.

У двигуні з охолоджувачем після компресора температура у впускному ресивері:

$$T_{\kappa} = T'_{\kappa} - \sigma_{\text{ох}} (T'_{\kappa} - T'_a) = 401,5 - 0,865 (401,5 - 288,0) = 303,3 \text{ К.}$$

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

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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:

$$p_r = 0,750 \times p_k = 0,750 \times 0,330 = 0,247 \text{ МПа.}$$

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 $T_r = 720,0 \text{ К.}$

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 $\Delta T = 6$ ⑨

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:

$$\rho_k = \frac{p_k \times 10^6}{R_g T_k} = \frac{0,330 \times 10^6}{287,0 \times 303,3} = 3,786 \text{ кг/м}^3,$$

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

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

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 $c = 2,5$.

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 $\omega_{\text{вп}} = 29$ 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:

$$\Delta p_a = c \frac{\omega_{\text{вп}}^2}{2} \rho_k \times 10^{-6} = 2,5 \frac{29,0^2}{2} 3,786 \times 10^6 = 0,0040 \text{ МПа.}$$

$$\text{Тоді: } p_a = p_k - \Delta p_a = 0,330 - 0,0040 = 0,3256 \text{ МПа.}$$

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:

$$\gamma_r = \frac{(T_k + \Delta T) \times p_r}{T_r \times (\varepsilon p_a - p_r)} = \frac{(303,3 + 6) \times 0,326}{720,0 \times (15,30 \times 0,326 - 0,247)} = 0,022 \text{ МПа.}$$

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 .

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{303,3 + 6,00 + 0,022 \times 720,0}{1 + 0,022} = 318,3 \text{ К.}$$

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:

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

$$= \frac{303,3}{(303,3 + 6) \times (15,30 - 1)} \left(\frac{15,30 \times 0,326}{0,330} - \frac{0,247}{0,330} \right) = 0,985.$$

2.4.2 Процес стискання заряду циліндра

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, $n_1 = 1,390$.

Тиск наприкінці процесу стиску (p_c).

$$p_c = p_a \times \varepsilon^{n_1} = 0,326 \times 15,30^{1,390} = 14,436 \text{ МПа.}$$

Для розглянутого у проекти класу дизелів $p_c = 12 \dots 16$ МПа, отримане значення відповідає даному діапазону.

Температура наприкінці процесу стиску, (T_c).

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1} = 318,3 \times 15,30^{1,390-1} = 922,4 \text{ К.}$$

Для розглянутого у проекти класу дизелів $T_c = 830,0 \dots 1020,0$ 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:

$$t_c = T_c - 273,15 \text{ К} = 922,4 - 273,15 = 649,2 \text{ К.}$$

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

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

$$= 20,080 + 3,7544 \times 10^{-3} \times 649,2 - 5,6570 \times 10^{-7} \times 649,2^2 =$$

$$c'_v = 22,288 \text{ кДж/(кмоль} \times \text{К)}.$$

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4.3 Процес згоряння палива

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).

$$\mu = \frac{M_2 + \gamma M_1}{M_1 + \gamma M_2} = \frac{1,001 + 0,022 \times 0,970}{0,970 + 0,022 \times 1,001} = 1,030.$$

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 урахувувати 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 $\xi_z = 0,872$.

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
						61
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:

$$\begin{aligned} & \frac{0,872 \times 42700}{0,97 (1 + 0,022)} + (1,030 \times 22,29 + 8,314 \times 1,247) \times 649,2 = \\ & = 1,026 \times ((27,02110 + 0,002039 \times t_z - 2,234 \times 1,940) + 8,314) t_z. \end{aligned}$$

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

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

$$0,002093 t_z^2 + 31,81692 t_z - 58780,61 = 0;$$

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

$$t_z = \frac{-31,81692 + \sqrt{31,81692^2 + 4 \times 0,002093 \times 58780,61}}{2 \times 0,002093} = 1659,777 \text{ °С.}$$

Тому, що:

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

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

$$T_z = 1659,777 + 273,15 = 1932,927 \text{ К.}$$

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 $\lambda = 1,25$.

$$p_z = p_c \lambda = 14,44 \times 1,247 = 17,99 \text{ МПа.}$$

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 $p_z = 20 \text{ МПа}$.

Розрахункове значення нижче максимального припустимого.

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

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,026}{1,247} \times \frac{1932,927}{922,393} = 1,7253.$$

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

2.4.4 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 $n_2 = 1,190$.

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:

$$\delta = \frac{\epsilon}{\rho} = \frac{15,30}{1,725} = 8,87.$$

Тоді:

$$p_\epsilon = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{17,99}{8,87^{1,190}} = 1,340 \text{ МПа.}$$

Тиск наприкінці розширення для судових дизелів $p_\epsilon = 1,1 \dots 1,5$ МПа.

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

$$T_\epsilon = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1932,927}{8,87^{1,190-1}} = 1276,822 \text{ К.}$$

Для дизелів $T_\epsilon = 1200 \dots 1300$ К.

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4.5 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:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1276,8}{\sqrt[3]{\frac{1,340}{0,25}}} = 726,8 \text{ К.}$$

Визначимо погрішність прийнятого допущення:

$$\Delta = \frac{726,8 - 720,0}{(720 / 100)} = 0,94 \text{ \%}.$$

Дана погрішність може бути прийнятною при попередньому розрахунку циклу двигуна.

2.4.6 Індикаторні показники циклу

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda p}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) + \lambda(p - 1) \right] =$$
$$= \frac{14,436}{15,30 - 1} \left[\frac{1,25 \times 1,725}{1,190 - 1} \left(1 - \frac{1}{8,87^{1,190 - 1}} \right) - \frac{1}{1,390 - 1} \left(1 - \frac{1}{15,30^{1,390 - 1}} \right) + \right.$$
$$\left. + (1,25 \cdot 1,725) - 1 \right] = 3,096 \text{ МПа.}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
						65
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 $\phi = 0,932$.

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

$$p_i = \phi p'_i = 0,932 \times 3,096 = 2,885 \text{ МПа.}$$

Індикаторний ККД для суднових дизелів (η_i),

$$\eta_i = \frac{p_i l_0 \alpha}{\rho_k H_u \eta_v} = \frac{2,885 \times 14,46 \times 1,94}{3,786 \times 42700 \times 0,985} = 0,510.$$

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

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

$$g_i = \frac{3600}{H_u \eta_i} = \frac{3600}{42,700 \times 0,510} = 165,99;$$

де H_u підставляємо в МДж/кг.

Межі зміни питомої витрати палива g_i на номінальному режимі для середньообертових дизелів $g_i = 160,0 \dots 170,0$ г/(кВт×год.).

Отримане значення відповідає даному діапазону.

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4.7 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 – 10,00 м/с.

Знайдемо тиск механічних втрат:

$$p_m = 0,105 + 0,0120 \times 10,00 = 0,225 \text{ МПа.}$$

Визначимо середній ефективний тиск p_e :

$$p_e = 2,885 - 0,225 = 2,660 \text{ МПа.}$$

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{2,660}{2,89} = 0,922.$$

Ефективний ККД (η_e):

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,510 \times 0,922 = 0,471.$$

Питома витрата рідкого палива (g_e):

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{165,992}{0,922} = 180,03 \text{ г/(кВт} \times \text{год.)}.$$

2.4.8 Уточнення вихідних параметрів дизеля за результатами розрахунку робочого процесу

Уточнюємо основні параметри й показники двигуна:

- літраж двигуна,

$$V_{лц} = \frac{\pi D^2 S}{4 \times 10^6} = \frac{3,142 \times 480,0^2 \times 600}{4 \times 10^6} = 108,3 \text{ дм}^3.$$

- повний об'єм двигуна:

$$V_l = V_{лц} i = 108,3 \times 8 = 9623,53 \text{ кВт.}$$

- ефективна потужність одного циліндра:

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_{e_{\text{ц}}} = \frac{p_e V_{\text{л}} n}{30 \tau} = \frac{2,660 \times 108,3 \times 500}{30 \times 4} = 1202,941 \text{ кВт};$$

- повну потужність:

$$N_e = N_{e_{\text{ц}}} i = 1202,941 \times 8 = 9623,53 \text{ кВт};$$

- обертовий момент:

$$M_e = \frac{3 \times 10^4 \times N_e}{\pi n} = \frac{3 \times 10^4 \times 9623,53}{3,142 \times 500} = 183889 \text{ Н} \times \text{м};$$

- годинна витрата палива:

$$G_{\text{т}} = N_e \times g_e \times 10^{-3} = 9623,53 \times 180,03 \times 10^3 = 1732,5 \text{ кг/год};$$

- середню швидкість поршня, м/с:

$$V_{\text{п.ср.}} = \frac{S n}{30000} = \frac{600 \times 500}{30000} = 10 \text{ м/с}.$$

Перевіримо погрішність прийнятого раніше допущення середньої швидкості поршня:

$$\Delta = \frac{10,0 - 10,0}{(10,00 / 100)} = 0,0 \text{ } \%$$

Дана погрішність цілком припустима для попередніх розрахунків.

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4.9 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.

Зкладемо 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:

$$V_c = \frac{V_{л_ц}}{\varepsilon - 1} = \frac{108,25}{15,30 - 1} = 7,57 \text{ дм}^3.$$

Повний об'єм циліндра:

$$V_a = V_c + V_{л_ц} = 7,57 + 108,3 = 116 \text{ дм}^3.$$

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 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
						70
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 2.4. Для скорочення табличних даних представимо отримані значення із кроком розбивки всього об'єму на 40 ділянок.

Таблиця 2.4 – Дані для побудови індикаторної діаграми

Точка	Геометричні дані		Лінія стиску	Лінія розшир.
	ϵ	V_i	p_{ci}	p_{ei}
0	1,00	115,82	0,326	1,34
1	1,02	113,11	0,336	1,38
2	1,05	110,40	0,348	1,42
3	1,08	107,68	0,360	1,46
4	1,10	104,97	0,373	1,51
5	1,13	102,26	0,387	1,55
6	1,16	99,55	0,402	1,60
7	1,20	96,83	0,417	1,66
8	1,23	94,12	0,434	1,71
9	1,27	91,41	0,452	1,78
10	1,30	88,69	0,471	1,84
11	1,35	85,98	0,492	1,91
12	1,39	83,27	0,514	1,98
13	1,44	80,55	0,539	2,06
14	1,49	77,84	0,565	2,15
15	1,54	75,13	0,593	2,24
16	1,60	72,42	0,624	2,34
17	1,66	69,70	0,658	2,45

Продовження таблиці 3.3.

Точка	Геометричні данні		Лінія стиску	Лінія розшир.
	ε	V_i	P_{ci}	P_{ei}
18	1,73	66,99	0,695	2,57
19	1,80	64,28	0,736	2,69
20	1,88	61,56	0,781	2,84
21	1,96	58,85	0,832	2,99
22	2,06	56,14	0,888	3,16
23	2,16	53,43	0,951	3,35
24	2,28	50,71	1,022	3,57
25	2,40	48,00	1,103	3,81
26	2,55	45,29	1,195	4,08
27	2,71	42,57	1,301	4,39
28	2,89	39,86	1,425	4,74
29	3,10	37,15	1,571	5,16
30	3,34	34,43	1,744	5,64
31	3,63	31,72	1,953	6,21
32	3,96	29,01	2,208	6,90
33	4,37	26,30	2,528	7,75
34	4,86	23,58	2,936	8,81
35	5,49	20,87	3,472	10,17
36	6,30	18,16	4,202	11,97
37	7,38	15,44	5,242	14,47
38	8,92	12,73	6,820	17,99
39	11,27	10,02	9,439	17,99
40	15,30	7,30	14,436	17,99

Отримана в такий спосіб індикаторна діаграма представлена на рис. 3.9.

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

Більш інформативною з точки зору відображення робочого процесу за різними циклами є розгорнута індикаторна діаграма. Вона дозволяє бачити як змінюється тиск у робочому циліндрі продовж обертання колінчастого валу. Для визначення сили тиску газів у прив'язці до кута обертання колінчастого валу необхідно перешикувати індикаторну діаграму робочого процесу з pV в $p\phi$ координати. Для цього скористаємося аналітичним методом як більш точним у порівнянні з використовуваним раніше методом проф. Брікса Ф.А. Для цього виконаємо розрахунки на комп'ютері, представивши отримані значення у вигляді числового масиву, наведеного у табл. 2.5. На рис. 2.9 представлено графічне відображення результатів розрахунків виконаних з кроком 10° по куту оберту колінчастого вала.

Таблиця 2.5 – Подання діаграми тисків у $p\phi$ координатах

$\phi, ^\circ$	p , МПа	$\phi, ^\circ$	p , МПа	$\phi, ^\circ$	p , МПа	$\phi, ^\circ$	p , МПа	$\phi, ^\circ$	p , МПа	$\phi, ^\circ$	p , МПа
0	0,194	120	0,194	240	0,25	360	7,82	480	0,93	600	0,15
10	0,194	130	0,194	250	0,28	370	8,52	490	0,86	610	0,15
20	0,194	140	0,194	260	0,32	380	8,41	500	0,82	620	0,15
30	0,194	150	0,194	270	0,38	390	6,81	510	0,37	630	0,15
40	0,194	160	0,194	280	0,46	400	4,61	520	0,24	640	0,15
50	0,194	170	0,194	290	0,59	410	3,27	530	0,17	650	0,15
60	0,194	180	0,194	300	0,79	420	2,44	540	0,15	660	0,15
70	0,194	190	0,196	310	1,11	430	1,91	550	0,15	670	0,15
80	0,194	200	0,199	320	1,67	440	1,56	560	0,15	680	0,15
90	0,194	210	0,206	330	2,64	450	1,31	570	0,15	690	0,15
100	0,194	220	0,216	340	4,30	460	1,14	580	0,15	700	0,15
110	0,194	230	0,231	350	6,55	470	1,02	590	0,15	710	0,15

Враховуючи що основні відмінності робочих процесів лежать у межах кута обертання від 180 до 540° , на рис. 2.9 наведено лише цей проміжок.

Таблиця 2.6 – Порівняння результатів розрахунку базового і нового двигуна на номінальному навантаженні

Параметр	Од.	База	Новий
Ефективна потужність, N_e	кВт	9600	9600
Кут затримки запалення, $\varphi_{вк}$	°ПКВ	12	5
Коефіцієнт надлишку повітря, α	—	1,940	1,940
Коефіцієнт залишкових газів, γ_r	—	0,025	0,022
Температура залишкових газів, t_r	°С	724,87	726,78
Тиск залишкових газів, p_r	МПа	0,247	0,247
Температура заряду на вході, T_a	°С	318,63	318,34
Щільність повітря на вході у двигун, ρ_k	кг/м ³	3,79	3,79
Тиск повітря на вході у двигун, p_k	МПа	0,330	0,330
Коефіцієнт наповнення, η_v	—	0,987	0,985
Тиск на прикінці стиску, p_c	МПа	12,76	14,44
Температура на прикінці стиску, T_a	°С	618,66	649,24
Коефіцієнт молярних змін, μ	—	1,026	1,026
Максимальний тиск згоряння, p_z	МПа	17,94	17,99
Максимальна температура циклу, t_z	°С	1651,9	1659,8
Ступень попереднього розширення, ρ	—	1,575	1,725
Температура прикінці розширення, T_b	°С	1271	1276,8
Тиск прикінці розширення, p_b	МПа	1,333	1,340
Механічний ККД, η_m	—	0,922	0,922
Ефективний ККД, η_e	—	0,468	0,471
Середній індикаторний тиск, p_i	МПа	2,879	2,885
Середній ефективний тиск, p_e	МПа	2,654	2,660
Питома ефективна витрата палива, g_e	г/(кВт×год.)	181,08	180,03

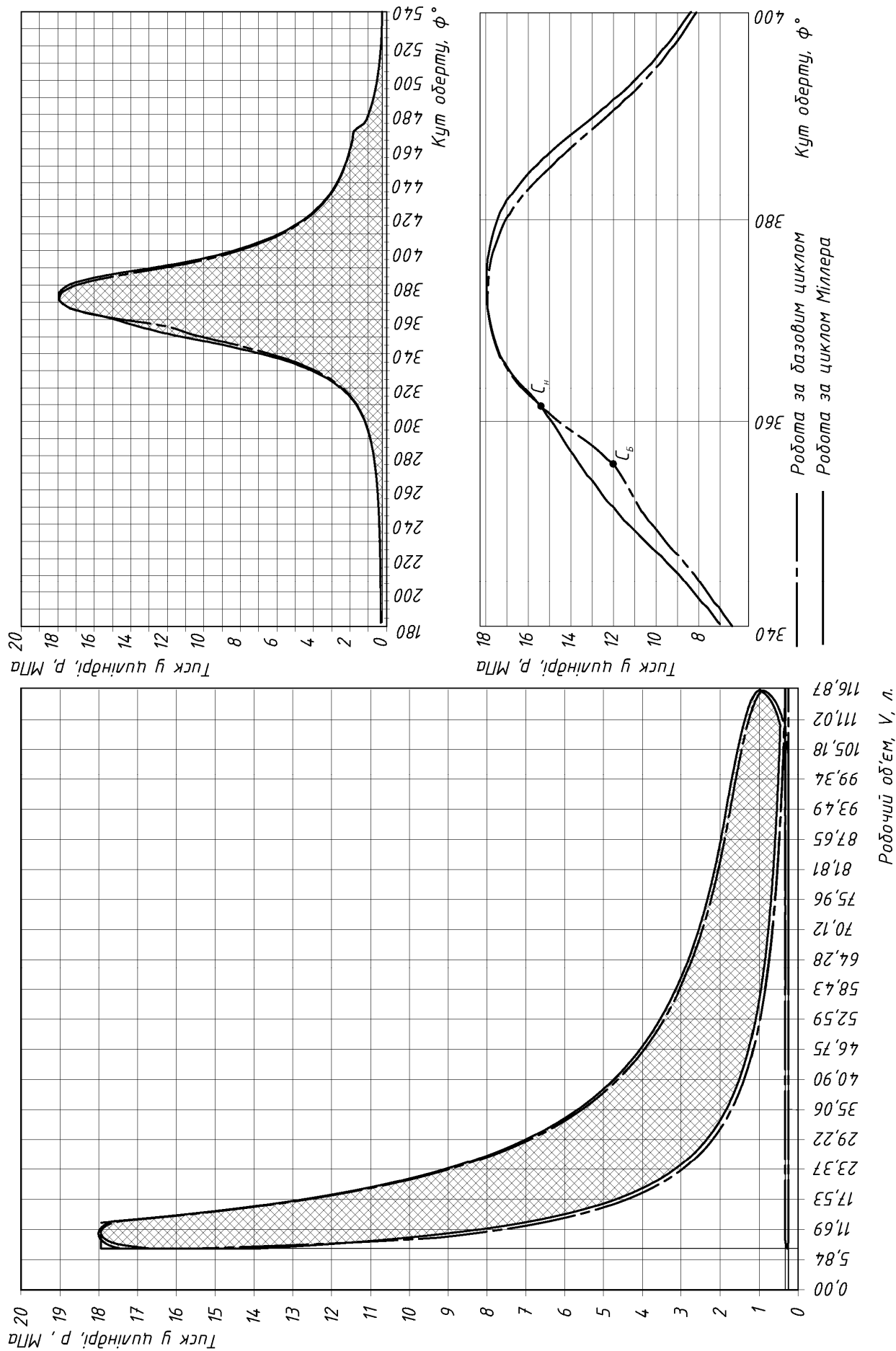


Рисунок 2.9 – Діаграми робочого процесу в координатах pV і $p\phi$ на навантаженні 100%

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ

Арк.

75

2.5 Аналіз результатів теплового розрахунку

За результатами розрахунків робочого процесу можна зробити ряд висновків:

- при модернізації за рахунок покращення умов протікання робочого процесу за циклом Міллера може бути отримано максимальний тиск згоряння циклу на рівні що майже не відрізняється від тиску при традиційній організації робочого процесу, тобто в порівнянні з прототипом тиск циклу не змінюється, тому, модернізація не повинна відбитися на надійності двигуна;
- максимальна температура циклу декілька підвищилась з 1651,9 °С, до 1659,8 °С, тобто на 7,9 °С (0,48 %), 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.) (0,5 %), з 181,03 до 180,08 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 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ З ЗАМІНИ ТА РЕГУЛЮВАННЯ КУЛАЧКОВИХ ШАЙБ РОЗПОДІЛЬНОГО ВАЛУ ПРИ МОДЕРНІЗАЦІЇ ДИЗЕЛЯ 8L 48/60

Як відзначалося в першому розділі, розподільний вал розглянутого двигуна має секційну конструкцію. Для восьмициліндрового двигуна таких секцій чотири. Перша секція має фланець для кріплення шестірні привода й один комплект кулачків для привода клапанів і ПНВТ першого циліндра. Друга секція має комплекти кулачків для другого, третього й четвертого циліндрів і третя секція пускає в хід клапана й паливні насоси п'ятого й шостого циліндрів четверта секція здійснює провід сьомого та восьмого циліндрів (рис. 3.1).

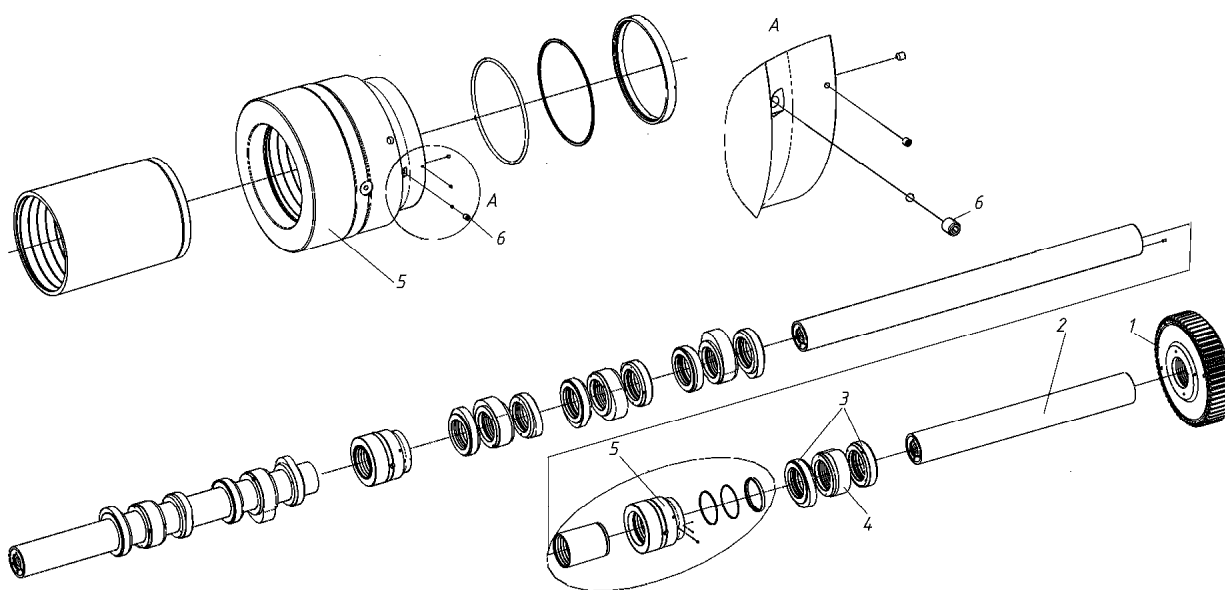


Рисунок 3.1 – Конструкція розподільного валу двигуна MAN 8L48/60:
1 – шестерня привода; 2 – вал; 3 – кулачки привода клапани; 4 – кулачки привода ПНВТ; 5 – з'єднувальна муфта; 6 – заглушка гідравлічного каналу

Кулачкові шайби заклинюються на валах секцій за допомогою

гідропресової посадки. Між собою секції з'єднуються за допомогою циліндричних муфт, які з валами секцій так само з'єднуються за допомогою гідропресової посадки. Таким чином, при модернізації двигуна можливо обмежитися провертанням кулачкових шайб на інший кут заклинки. Як видно з рис. 2.8 і виходячи з результатів теплового розрахунку зсув повинне становити порядку $7,5^\circ$ проти напрямку обертання розподільного вала. Однак при цьому збільшиться кут перекриття клапанів, що може несприятливо позначитися на робочому процесі, особливо на режимах часткових навантажень. Для усунення цього недоліку найбільш раціональним представляється установка нових кулачкових шайб для привода впускних клапанів. Такі кулачкові шайби випускаються фірмою MAN для нових модифікацій двигуна даної серії та для модернізації двигунів, що вже знаходяться в експлуатації (рис. 3.2).

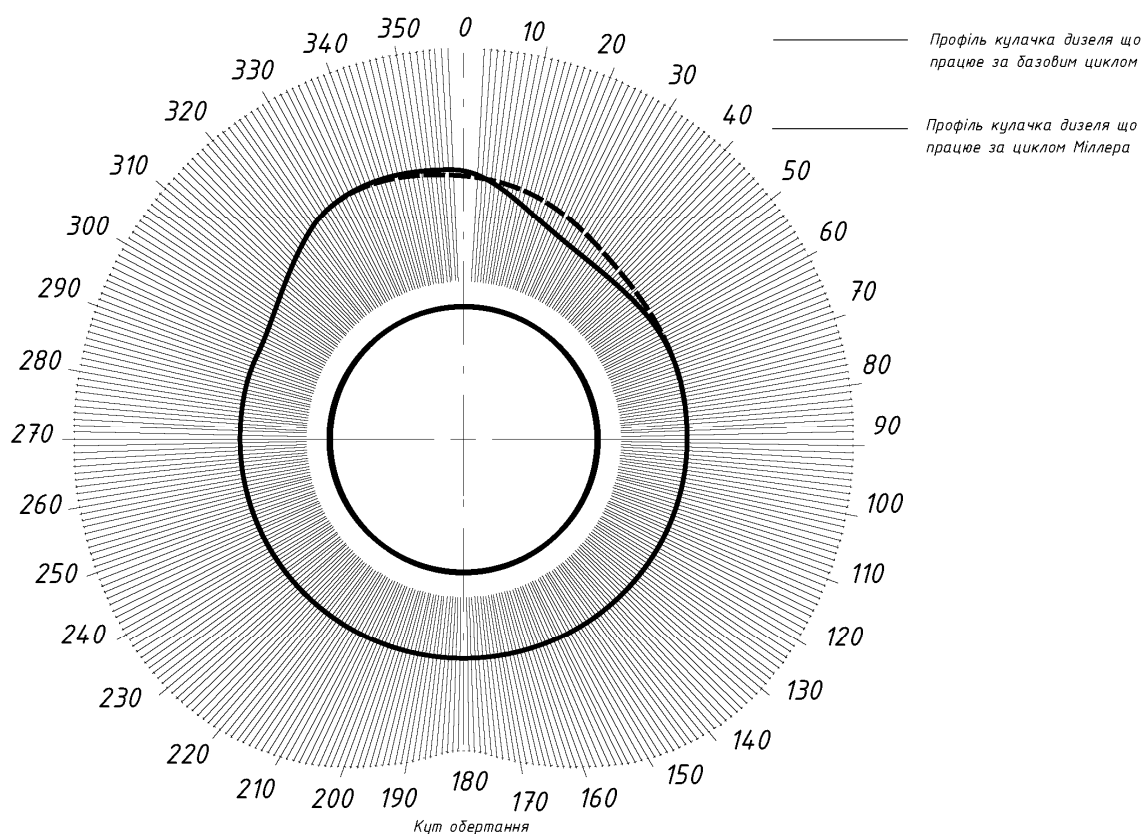


Рисунок 3.2 – Порівняння профілів кулачкових шайб для забезпечення протікання робочого процесу за базовим циклом та циклом Міллера

Таким чином модернізація двигуна не потребує значних витрат пов'язаних з виготовленням нових вузлів. Нові шайби повинні забезпечувати зменшення кутового проміжку відкриття клапана на 15° , для цього на них змінено профіль кулачка на ділянці опускання штовхача.

У випадку заміни шайб, необхідне розбирання розподільного вала для зняття старих і установки нових кулачкових шайб. Для цього необхідно послабити гайки кріплення складених корпусів опорних підшипників розподільного вала розташовані в тунелі картера й на верхній полиці блок-картеру двигуна (рис. 3.3).

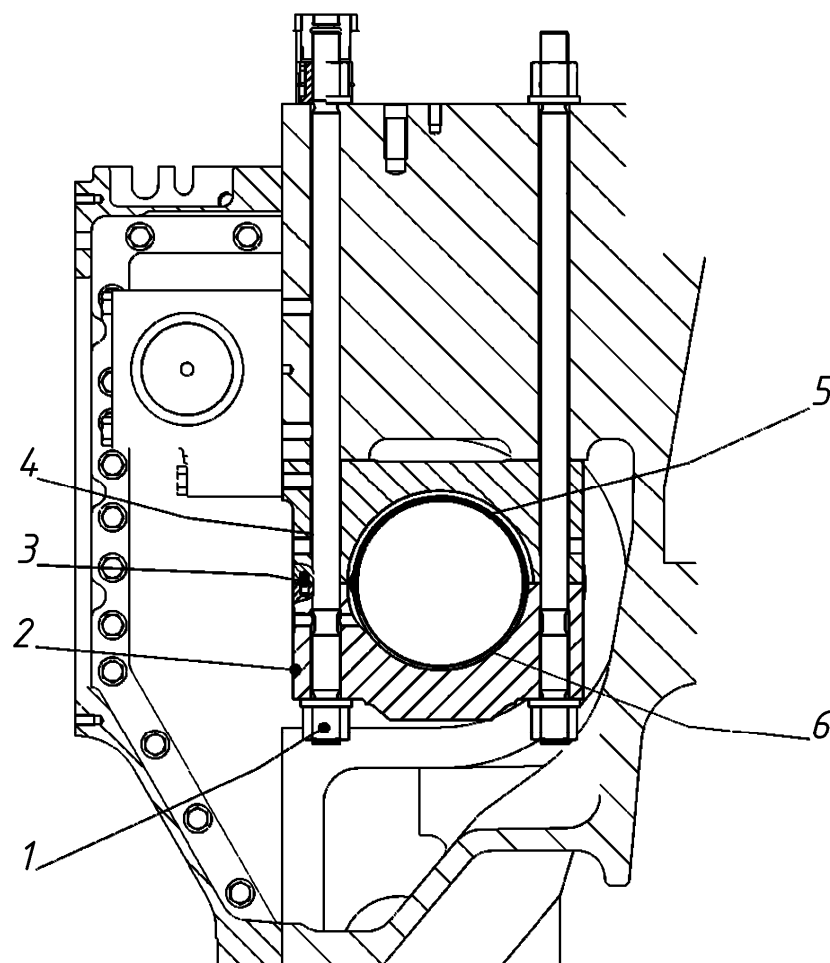


Рисунок 3.3 – Кріплення розподільного валу дизеля 8L48/60: 1 – гайка кріплення; 2 – нижня кришка корпусу підшипнику; 3 – штифт; 4 – верхня кришка корпусу підшипнику; 5 – верхній вкладиш підшипника ковзання; 6 – нижній вкладиш підшипника ковзання

Потім вивернувши пробки з каналів підведення масла до опорної поверхні сполучних муфт і підключивши через перехідник ці канали до гідравлічної станції, підвести в зону посадки масло під установленим тиском. Коли муфта стане рухливою за рахунок гідравлічної подушки, що утворилася між поверхнями, за допомогою монтування зрушити її убік, звільнивши торець вала секції. Повторити операцію для всіх сполучних муфт.

Далі відкрутити гайки кріплення нижніх кришок корпусів опорних підшипників, попередньо зафіксувавши секції за допомогою монтажною скоби. Вийняти секції й демонтувати з них кулачкові шайби за допомогою гідравлічної станції за технологією аналогічному розбиранню сполучних муфт. Надягти назад всі шайби, замінивши кулачки тільки впускних клапанів. Виставити кути заклинки шайб відповідно до порядку роботи циліндрів і новим законом їхнього відкриття. Для цього можна використовувати штатну розмітку на шайбах і валах або спеціально виготовлені шаблони.

Підвищення ступеню стискання здійснюється шляхом встановлення додаткової сталевий прокладки між фланцями кріплення стержня шатуна та верхньої головки. Для такої модернізації фірма MAN випускає набір прокладок товщиною 3,8 мм. Як і кулачкові шайби прокладки можуть бути придбані безпосередньо у виробника, а в разі потреби прокладки можуть бути виготовлені безпосередньо на судні.

Всі операції по модернізації бажано поєднати із черговим плановим середнім ремонтом двигуна.

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Нормативно-правова база з охорони праці

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

Охорона праці – це система правових, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних, лікувально-профілактичних заходів, спрямованих на збереження здоров'я і працездатності людей у процесі праці. Головною матеріальною основою з поліпшення умов праці на Україні є нові методи виробництва, нова технологія, комплексна механізація й автоматизація виробництва.

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

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

Міжнародні документи:

ІМО 2000 – міжнародний нормативно-правовий документ, який

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

герулює норми викидів відпрацьованих газів суднами.

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

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

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

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

4.2 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів у машинному відділені судна

На людину в процесі його діяльності можуть впливати різні небезпечні й шкідливі фактори. До них відносяться:

- фізичні фактори (мікроклімат, температура поверхонь виробничого встаткування, інфрачервоне випромінювання, освітленість, електромагнітні поля, шум, вібрація, ультразвук, інфразвук, що іонізують випромінювання, електричний струм і т.д.);
- технічні фактори (конструкції, які руйнуються, рухливі частини устаткування й т.д.);
- хімічні фактори (шкідливі речовини й т.п.);
- біологічні фактори (мікроорганізми й т.п.);
- психофізіологічні фактори (нервові стомлення й т.п.).

Дані фактори створюють: устаткування й засоби за допомогою, яких людина обробляє об'єкт, сам об'єкт, а також умови праці. Основними джерелами небезпечних і шкідливих факторів при експлуатації

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82

валогенераторної установки на судах СТМ є електричні машини й системи автоматичного керування. Розглянемо дані фактори докладніше.

Одним з таких факторів є живлення 380 В трифазним змінним струмом для електродвигунів і 220 В однофазним змінним струмом для системи автоматизації. Електричні машини є джерелом вібрації. Вібрація негативно позначається на людях, що перебувають у приміщенні, і працюючі в зоні підвищеної вібрації люди можуть занедужати віброхворобою. По нормативних документах, рівень шуму повинен бути залежним від октавної смуги в межах 92...108 ДБ, устаткування повинне безвідмовно працювати при вібраціях із частотою 3...50 Гц і амплітудою в 1 мм. Шкідливим фактором є також рівень шуму, що нормує документом для рівня шуму є ГОСТ 12.1.003-83. Для дотримання умов мікроклімату передбачені системи вентиляції й опалення. Сприятливими для роботи є умови при відносній вологості в 40...60% і температурі 18...22°C. У робочих умовах, однією з найважливіших умов є освітленість робочого місця, нормованим значенням освітленості вважається освітленість в 200 лк. Відповідно до вимог ГОСТ 12.2.032-78, ГОСТ 12.2.033-78 робоче місце повинне забезпечувати максимально можливу зручність проведення робіт у положенні сидячи й стоячи. Кут зору для охопту інформаційного поля повинен бути не більше 120°. Робоча зона повинна бути не менш 1 м.

4.3 Захист персоналу машинної команди під час виконання робіт у машинному відділенні судна

4.3.1 Забезпечення електробезпеки

Захисні заходи, застосовувані в електротехнічних суднових установках, повинні або повністю виключити, або зменшити небезпеку дотику до частин устаткування, що перебуває (або яка появилася) під напругою.

До них відносяться:

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		83

- захист від дотику до струмоведучих частин;
- захист від напруги, що виникає на корпусах приймачів струму й металевих конструкцій при пробі ізоляції;
- захист від переходу вищої напруги трансформатора на сторону нижчої напруги;
- захист за допомогою поділяючих трансформаторів;
- маркування, сигналізація й блокування.

Захист від випадкового дотику до струмоведучих частин здійснюється застосуванням огорожень або розташуванням устаткування в місцях, недоступних для дотику.

Для огорожень можуть застосовуватися сітки, бар'єри, кришки й інші пристосування, що надійно захищають від дотику до відкритих струмоведучих частин.

Неприступність для дотику досягається розташуванням електроустаткування великій висоті або розміщенням у спеціальних приміщеннях, що закриваються дверима. Останні, у необхідних випадках, забезпечуються замками із блокуванням, що автоматично відключає пристрій при відкриванні дверей.

Вид захисту визначається величиною робочої напруги й характером середовища, у якій встановлюється електроустаткування. В установках напругою до 1000 В захищаються тільки струмоведучі частини, доступні для випадкового дотику. Роль огороження в цих установках з успіхом виконує гарна ізоляція. В установках напругою понад 1000 В захищатися повинні як струмоведучі частини, так і ізолятори, тому що дотик до останнього також загрожує небезпекою поразки електричним струмом.

Агресивність навколишнього середовища істотно впливає на вибір конструкції огороження, про що вже докладно викладалося в розділі вибору типу встаткування.

Перехід напруги на неструмоведучі частини є небезпечним тому, що

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		84

дотик до корпусів електроустаткування часто буває необхідним за умовами роботи персоналу (наприклад, при перевірці ступеня нагрівання підшипників електричних машин і інших деталей, при роботі з переносним електроінструментом і ін.). Пробій ізоляції неминуче приводить до переходу напруги на корпус устаткування й з'єднані з ним металеві конструкції.

Зменшення або усунення небезпеки при переході напруги на корпус або інші неструмоведучі частини електроустаткування досягається звичайно пристроєм надійного заземлення. Розрізняють наступні види заземлень, застосовуваних на судах: робоче, захисне, для усунення перешкод радіоприйому, для зняття статичних зарядів і для грозозахисту. Докладніше розглянемо робоче й захисне заземлення.

Робоче заземлення забезпечує роботу електроустаткування в нормальній й в аварійних умовах. До цього виду заземлень ставиться заземлення нульової точки генераторів змінного струму, силових трансформаторів, радіоапаратури й ін., а також заземлення, в електричних системах, де в якості другого «зворотного» проведення використовується корпус судна і його конструктивні елементи (корпуси й фундаменти машин і механізмів і ін.).

При використанні в якості струмопровідного робочого ланцюга металевого корпусу судна або частини суднових конструкцій, необхідно дотримувати наступних вимог:

- забезпечити надійність контактів у з'єднаннях і безперервність електричного кола по всій її довжині;
- попередити можливість появи електричної корозії в місцях контакту двох різних металів, що утворюють електролітичну пару (мідь-сталь, мідь-легкі сплави й т.п.), шляхом захисту від проникнення вогкості, наплавлення спеціальних перехідних накладок, полуди й ін.;
- усунути можливість проходження струму по валопроводам, підшипникам, трубопроводам, цистернам для рідин, балонам для стиснених газів і інших систем, де протікання струму (який іноді досягає сотень і тисяч

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ампер) може викликати неприпустимі наслідки.

Відповідно до норм Регістра, опір ізоляції електроустаткування в нагрітому стані повинен скласти: для електричних машин – не менш 0,7 МОм; для пускових пристроїв – не менш 0,5 МОм; для розподільних щитів, пультів керування, фідерів силової мережі – не менш 1,0 МОм.

Аналіз причин і обставин, що супроводжують нещасні випадки, показує, що в переважній більшості вони відбуваються внаслідок недотримання правил і вимог безпеки.

Організація безпечної експлуатації складається з ряду заходів, найважливішими з яких є:

- підбір відповідних кадрів;
- навчання, інструктаж і перевірка знань правил технічної експлуатації й техніки безпеки;
- організація правильного обслуговування й догляду за електроустаткуванням.

4.3.2 Протипожежні заходи

Система запобігання пожежі – комплекс організаційних заходів і технічних засобів, спрямованих на виключення умов виникнення пожежі. У нашій випадку для запобігання умов виникнення пожежі застосовуються негорючі й слабозаймисті речовини й матеріали, забезпечується захист від попадання блискавки в судно, застосовується електроустаткування, що відповідає умовам його експлуатації по групах, категоріям і зонам пожежно-і вибухонебезпечності. Також використовуються автомати, що відключають і плавкі вставки.

Система протипожежного захисту – сукупність організаційних заходів і технічних засобів, спрямованих на запобігання впливу на людей небезпечних факторів пожежі й обмеження матеріального збитку від нього. Для виконання вимог побудови системи протипожежного захисту застосовуються засоби пожежогасіння, як переносні (вогнегасники), так і стаціонарні

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		86

(пожежні крани). Є система сигналізації, передбачається забезпечення своєчасної евакуації людей, а також застосування засобів індивідуального захисту.

У приміщенні, де перебувають пристрої СЕУ, при виникненні пожежі, якщо не спрацювала автоматика, необхідно знеструмити все встаткування і якщо це, можливо, згасити пожежу вогнегасником. Для виключення ймовірності поразки електричним струмом варто використовувати вогнегасники з токонепровідними засобами гасіння.

Залежно від ступеня пожежної небезпеки всі суднові приміщення розділяються на три категорії, з яких перша є найнебезпечнішою.

Розрахунок протипожежного постачання для суднового машинного відділення виконується відповідно до норм забезпечення предметами протипожежного постачання, зазначеними в Правилах Регістра [19]. У цих нормах перераховується, що в машинних відділеннях суден з механізмами, що працюють на рідкому паливі, повинен передбачатися один пінний вогнегасник на кожні повні й неповні 736 кВт. У нашому випадку використовується головна енергетична установка потужністю 9600 кВт, отже, потрібно 14 вогнегасників.

Далі в нормах відзначається, що в приміщеннях, де є електричні машини, повинні передбачатися також вуглекислотні вогнегасники (ВВ) у розглянутому прикладі їх повинне бути 8. Крім того, відповідно до цього ж пункту потрібно встановити шість вогнегасників ВВ для групи генераторів (два дизель-генератори по 960 кВт і один валогенератор 2000 кВт).

У розглянутому машинно-котельному приміщенні необхідно також передбачити один металевий ящик з піском або просоченими содою опилками. Оскільки місткість судна перевищує 7500 рег.т, те його ємність повинна бути 250 л. Крім того, по нормах для гасіння полум'я потрібно мати також одне покривало розмірами близько 1,5×2,0 м, виготовлене з азбестової тканини товщиною не менш 3,5 мм або із чистого щільного войлоку без начосів. Покривало повинне зберігатися в спеціальному легковідкривному футлярі або шафці.

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
						87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3.3 Стан повітря у машинному відділенні

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°C і не менше крапки роси. Ще один параметр стану повітря у МКВ – це його вологість. 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. Швидкість пересування повітряних мас – це один з немаловажних параметрів метеоумов у МКВ, так як від нього залежить, насамперед, самопочуття обслуговуючого персоналу.

4.4 Запобігання забрудненню навколишнього морського середовища

Найбільша частка забруднення Світового океану доводиться на стік річок і прибережних струмків. Серед інших джерел забруднення Світового океану слід зазначити атмосферні осідання, що випадають над океаном, скидання промислових відходів і інших твердих залишків, морське буріння і судноплавство. Стоки річок, скидання промислових відходів забруднюють, як правило, прибережну зону.

Судноплавство має міжнародний характер, тому всі норми і правила

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88

щодо запобігання забрудненню Світового океану плаваючими суднами обговорюються на міжнародному рівні. Організація Об'єднаних Націй визнала необхідність створення спеціального морського агентства, що займається тільки морськими питаннями.

У 1948 р. в Женеві була скликана Конференція ООН з морських питань, яка прийняла Конвенцію про Міжнародну морську організацію. У 1958 р. Конвенція вступила в силу. Спочатку членами Міжнародної морської організації (ІМО) були 21 держава, а в лютому 1984 р. до її складу увійшло ще 125 держав.

Основні завдання ІМО з питання запобігання забрудненню Світового океану полягають в наступному:

- заборона умисного скидання в морі нафти й інших шкідливих речовин під час очищення і дебаластування танків. Розробка і затвердження нормативних вимог на відповідне конструктивне устаткування суден;
- розробка конструктивних вимог до суден, що забезпечують мінімальний розлив нафти в аварійних випадках;
- штрафи і компенсації за наявності фактів забруднення акваторії нафтою;
- дієвий контроль над виконанням всіх вимог Конвенції, включаючи огляди суден в портах.

У 1973 р. була скликана Міжнародна конференція, яка прийняла Міжнародну Конвенцію щодо запобігання забрудненню з суден (МАРПОЛ 73). У Конвенції передбачені заходи щодо запобігання забрудненню морів не тільки нафтою, але і іншими шкідливими речовинами, які перевозяться на судах або утворюються в процесі їх експлуатації.

Конвенція має додаток 1 («Правила запобігання забрудненню нафтою») і додаток 2 («Правила запобігання забрудненню шкідливими рідкими речовинами, що перевозяться наливанням»). Обидва додатки є обов'язковими для всіх країн – учасниць Конвенції.

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
						89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Окрім цього, є ще три додатки: «Правила запобігання забрудненню шкідливими речовинами, що перевозяться морем в упаковці, вантажних контейнерах, знімних танках автомобільних і залізничних цистернах»; «Правила запобігання забрудненню стічними водами з суден»; «Правила запобігання забрудненню сміттям з суден». Виконання цих додатків обов'язково. У 1978 р. були прийняті деякі доповнення до Конвенції, і вона стала іменуватися МАРПОЛ 73/78.

Суднові пристрої і системи проти забруднення. Скидання з суден всіх видів сміття (у тому числі і подрібненого) в морських внутрішніх і територіальних водах України заборонене. Скидання необроблених стічних вод в територіальних водах дозволене тільки для суден з числом людей на борту не більше 10. Для решти всіх суден вирішується скидання господарсько-побутових вод, не змішаних із стічними водами, або стічних вод, очищених в спеціальних установках.

На суднах встановлюють інсинератори – пристрої для спалювання сміття і твердих фракцій стічних систем. У деяких конструкціях передбачено згоряння залишків після масляних і паливних сепараторів. При роботі інсинератора в суднових приміщеннях не повинні відчуватися запахи, а приміщення інсинератора не повинне забруднюватися.

На кожному судні для обробки стічних вод (очищення і знезараження) передбачається спеціальна установка, на судах цистерни для збору і зберігання цих вод з подальшою передачею на берег або спеціальне судноскладальник. Система стічних вод збирає, стоки зі всіх санвузлів, шпігатів, медичних приміщень. Всі ці стоки прямують на очищення і знезараження. Аналогічні пристрої встановлюються для збирання і сепарації нафтоутримуючих промивальних і баластних вод з автоматичним контролем чистоти змиваної води.

Заходи щодо запобігання забрудненню навколишнього середовища з судна. Відповідно до вимог Міжнародної конвенції по запобіганню

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

забруднень із суден (1973 р.) Т Протоколу до неї (1978 р.) – Конвенція МАРГТОЛ 73/78 – усі споруджувані судна обладнають комплексом природоохоронних пристроїв.

Відповідно до правил Конвенції МАРПОЛ 73/78 ступінь очищення нафтоутримуючих вод у сепараційному устаткуванні до змісту нафти на виході повинна бути не більш 5 млг/л для відкритих районів (фільтраційне устаткування), для особливих районів (Балтійське, Чорне, Середземне, Червоне моря і Перська затока) забороняється скидання нафтопродуктів і нафтоутримуючих вод.

Для очищення нафтоутримуючих вод від нафтопродуктів застосовуються наступні методи: гравітаційний відстій, флотація, коалесценція, фільтрація, поле відцентрових сил чи їхні комбінації. Нафтоутримуючі води на судах очищуються в сепараторах (коалесцюючого, відцентрового і флотаційного типів) і в дво-, триступінчастих сепараційних установках, в яких у якості 1-й ступіні може бути застосований механічний фільтр чи гравітаційний сепаратор, 2...3 коалесцируючі приставки чи фільтри, а також модулі з напівпроникних мембран.

Дія відстійних сепараторів засновано на відділенні нафтопродуктів від води за рахунок їхньої різної щільності. Для інтенсифікації процесу спливання часток нафти при цьому використовують підігрів забрудненої.

Нафтоводяна піна, що утворюється в сепараторі на поверхні води, видаляється обертовим пінознімачем у пінозбірну ємність. Для інтенсифікації піноутворення у воду, що очищається, за допомогою дозерного пристрою вводять флотореагент (піноутворювач).

Флотаційні сепаратори тонкого очищення застосовують звичайно в двоступінчастих сепараційних установках. Ці сепаратори забезпечують ефективне відділення нафтопродуктів, що містяться у воді, що мають підвищену щільність. До недоліків сепараторів цього типу варто віднести порівняльну складність.

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		91

Очищення нафтоутримуючих вод у сепараторах коалесцируючого типу засновані на властивості коалесцируючих матеріалів сприяти укрупненню часток нафтопродуктів, що знаходяться у воді, до таких розмірів, при яких ці частки легко відокремлюються від води під дією сил ваги. У таких сепараторах у якості коалесцируючих звичайно використовують синтетичні волокнисті матеріали.

Коалесцируючі сепаратори чи фільтри відрізняються простотою конструкції, надійністю в роботі і забезпечують ефективне тонке очищення нафтоутримуючих вод при двоступінчастій схемі сепарації.

Для запобігання забруднення морського середовища всі судна обладнають цистернами збору стічних вод і установками для їхньої обробки з метою зливу за борт у будь-яких акваторіях. Застосовуються установки біохімічного очищення і знезаражування стічних вод з різними способами обробки вод. На судні передбачено установка типу LR-50, принцип роботи якої заснований на дії аеробних бактерій, що утворюються внаслідок ефекту аерації в активному мулі.

Для запобігання забруднення моря експлуатаційними і побутовими відходами судно оснащують контейнерами для збору і збереження відходів, сміттєспалювальною піччю.

При установці сміттєспалювальної печі, у якій відходи термічно знешкоджуються, підвищується витрата палива, збільшується пожежонебезпека судна і вимагаються додаткові площі. Тверді чи рідкі відходи (чи ті й інші) спалюються в універсальних печах, що одержали найбільш широке застосування. Установка складається з вузла підготовки відходів і печі для їхнього спалювання.

Для підтримки горіння суміші нафтовідходів і дизельного палива повітря подається дуттьовим пристроєм. Тверді відходи завантажують у камеру згоряння через лаз; повітря для спалювання цих відходів надходить з атмосфери по каналах утвореним у нижній частині камери згоряння. Повітря

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		92

засмоктується витяжним вентилятором, що створює розрідження в камері згоряння здійснюють викид в атмосферу продуктів згоряння (газів), а також забезпечує охолодження зовнішніх частин печі при проходженні зовнішнього повітря в зазорі між корпусом і вогнетривкою кладкою. Далі повітря змішується з випускними газами і знижують температуру на вході в димосос до прийняттого рівня (близько 300°C).

Характеристики суднової печі LR-50: продуктивність по твердим і рідким відходам по 50 кг/год, витрата дизельного палива 6,5...13 кг/год, площа 1,77 м, об'єм 3,2 м, суха маса 2800 кг.

У зв'язку з економією енергії і палива на судах більшу увагу стали звертати на джерела низкопотенційної теплоти, що викликають теплове забруднення. Поряд з розширенням можливостей традиційних джерел використання теплоти випускних газів і охолоджуючої прісної води застосовуються і нові – це маслоохолоджувачі СЕУ і повітроохолоджувачі систем повітропостачання ДВЗ, теплоту робочих середовищ яких утилізують для потреб установки.

Зменшення викидів в атмосферу відкладень (сажі й ін.) досягається установкою в суднових димоходах і газовипускних трубопроводах іскрогасників, а також глушителів (крім їхнього основного призначення). Застосовують іскрогасники сухого і мокрого типів різних конструкцій.

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
						93
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У ході підготовки та написання даного дипломного проекту було проаналізовано конструктивні особливості чотиритактного середньо-обертового двигуна 8L48/60B, проведено аналіз робочого процесу та сучасних напрямів його вдосконалення. В результаті проведеного аналізу було встановлено, що останнім часом провідні двигунобудівні фірми перейшли на організацію робочого процесу своїх двигунів по циклу Міллера.

Це дозволяє покращити не тільки ефективні показники двигунів, але і зменшити шкідливий вплив на оточуюче середовище:

- при модернізації за рахунок покращення умов протікання робочого процесу за циклом Міллера може бути отримано максимальний тиск згоряння циклу на рівні що майже не відрізняється від тиску при традиційній організації робочого процесу, тобто в порівнянні з прототипом тиск циклу не змінюється, тому, модернізація не повинна відбитися на надійності двигуна;
- максимальна температура циклу декілька підвищилась з 1651,9 °C, до 1659,8 °C, тобто на 7,9 °C (0,48 %), 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.) (0,5 %), з 181,03 до 180,08 г/(кВт×год.).

Аналіз конструкції двигуна показав, що він досить легко може бути переобладнаний для роботи по циклу Міллера. Розрахунки робочого процесу двигуна підтвердили доцільність такої модернізації.

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		94

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. <http://www.marinetraffic.com/ais/ru/showallphotos.aspx?imo=9501887>
(електронний ресурс)
2. Technical Documentation Engine MAN 48/60B. Operating Instructions. MAN B&W Diesel. Augsburg, Germany.
3. Technical Documentation Engine MAN 48/60B. Worcking Instructions. MAN B&W Diesel. Augsburg, Germany
4. **Mollenhauer K. Tschoeke H.** Handbook of Diesel Engines. Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010. – 634 p.
5. **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 с.
6. **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
7. **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>
8. **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.
9. **Latache M.** Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Elsevier Ltd. – 2021. – 957 p.
10. **Woodyard D.** Marine diesel engines and gas turbines. Ninth Edition, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, MA 01803, 2009. – 896 p.
11. **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 //

					ПННІ НУК 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
						95
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Херсон – ХДМА, Одеса – ОНМУ, 2021 – 215 с.

12. **Суворов П.С.** Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебное пособие. Одесса, ОНМА, 2012. – 626 с.

13. **Белоусов Е.В.** Топливные системы современных судовых дизелей. Херсон, ХГМА, 2014. – 260 с.

14. **Парсаданов И.В.** Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. – Харьков: Издательский центр НТУ(ХПИ), 2003.– 244 с.

15. **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.

16. **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.

17. **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)

18. **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.

19. **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 131.61.24.13.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		96