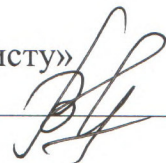


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри



«__» _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Розробка заходів по технічному використанню, обслуговуванню і ремонту системи паливоподачі двигуна 8L 58/64 фірми MAN B&W судна «OOCL RAUMA»
Прототип 8L 58/64.

Виконав:

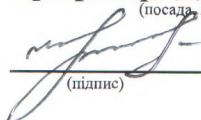
студент групи 44-ЕМ-23з

Златник В.О. (підпис)



Керівник роботи:

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



Грицук І.В.

(підпис)

Первомайськ - 2025 р.

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

« ____ » _____ 2025 р.

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

Студенту Златник Владислав Олександрович

1. Тема роботи: «Розробка заходів по технічному використанню, обслуговуванню і ремонту системи паливоподачі двигуна 8L 58/64 фірми MAN B&W судна «OOCL RAUMA»».

Керівник роботи Грицук І.В.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 10.02.2025 року за №25.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 12.05.2025 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 8L 58/64 потужністю 11200 кВт.

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

Вступ. 1. Загальний розділ. загальна характеристика судна, його систем, силової та енергетичної установки. 2. Конструкторський розділ. Особливості технічного використання системи паливоподачі головного двигуна 8L 58/64 фірми MAN B & W судна «OOCL RAUMA» 3. Розробка заходів технічного обслуговування та ремонту елементів системи паливоподачі головного двигуна MAN B&W 8L 58 / 64 судна «OOCL RAUMA». 4. Охорона праці та навколишнього середовища. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Головний судовий двигун 8L 58/64 (поперечний переріз). 2. Система паливна двигуна 8L 58/64. 3. Форсунка судового дизеля 8L 58/64. 4. Технологічна карта ТО і ремонту системи паливоподачі судового дизеля.

6. Консультанти роботи

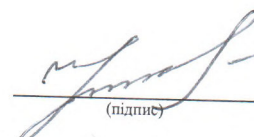
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання «10» лютого 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ.	24.02.2025	
2	Загальний розділ.	10.03.2025	
3	Конструкторський розділ.	31.03.2025	
4	Охорона праці та навколишнього середовища.	14.04.2025	
5	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	28.04.2025	
6	Оформлення кваліфікаційної роботи	12.05.2025	

Студент  Златник В.О.
(підпис)

Керівник роботи  Грицук І.В.
(підпис)

Анотація

Кваліфікаційна робота присвячена розробці заходів щодо підвищення ефективності технічного використання, обслуговування та ремонту системи паливоподачі головного двигуна типу 8L 58/64 фірми MAN B&W, встановленого на судні «OOCL RAUMA». У роботі розглянуто конструктивні особливості паливної системи двигуна, принцип її дії, а також проаналізовано основні фактори, що впливають на надійність та економічність роботи. Проведено оцінку типових несправностей системи паливоподачі, визначено причини їх виникнення та запропоновано ефективні методи їх попередження і усунення.

Особливу увагу приділено організації технічного обслуговування, включаючи регламентні роботи, діагностику стану елементів системи, а також сучасні підходи до планування ремонтів. Розроблено комплекс заходів, спрямованих на підвищення ресурсу обладнання, зниження витрат палива та забезпечення безперебійної роботи суднового енергетичного устаткування. Практичне значення роботи полягає у можливості застосування запропонованих рекомендацій в умовах експлуатації морських суден для підвищення їх техніко-економічних показників.

Ключові слова: система паливоподачі, головний двигун, MAN B&W, технічне обслуговування, ремонт, діагностика, надійність, суднова енергетична установка, експлуатація суден, паливна апаратура.

Annotation

The qualification work is devoted to the development of measures to increase the efficiency of technical use, maintenance and repair of the fuel supply system of the main engine type 8L 58/64 of the MAN B&W company, installed on the vessel "OOCL RAUMA". The work considers the design features of the engine fuel system, the principle of its operation, and also analyzes the main factors affecting the reliability and efficiency of operation. An assessment of typical malfunctions of the fuel supply system was carried out, the causes of their occurrence were determined and effective methods of their prevention and elimination were proposed.

Particular attention is paid to the organization of technical maintenance, including routine work, diagnostics of the condition of system elements, as well as modern approaches to planning repairs. A set of measures aimed at increasing the resource of equipment, reducing fuel consumption and ensuring uninterrupted operation of ship power equipment has been developed. The practical significance of the work lies in the possibility of applying the proposed recommendations in the operating conditions of seagoing vessels to increase their technical and economic indicators.

Keywords: fuel supply system, main engine, MAN B&W, maintenance, repair, diagnostics, reliability, ship power plant, ship operation, fuel equipment.

ЗМІСТ

Вступ.....	5
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА, ЙОГО СИСТЕМ, СИЛОВОЇ ТА ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ.....	6
1.1 Загальна характеристика судна «OOCL RAUMA»	8
1.2 Характеристика елементів суднової енергетичної установки	13
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ. ОСОБЛИВОСТІ ТЕХНІЧНОГО ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМИ ПАЛИВОПОДАЧІ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА 8L 58/64 ФІРМИ MAN B & W СУДНА «OOCL RAUMA»	17
2.1 Особливості розвитку конструкцій систем паливоподачі суднових дизелів	17
2.2 Особливості конструкцій систем паливоподачі на основі паливних насосів із золотниковим регулюванням	18
2.3 Особливості конструкції і робочих процесів систем паливоподачі	24
2.4 Особливості паливостачання суднових двигунів з метою підвищення надійності і зниження емісії N_{OX} в умовах експлуатації.....	30
2.5 Конструктивні особливості системи паливостачання суднового двигуна MAN B & W марки L 58/64	35
2.6 Тепловий розрахунок суднового дизеля MAN B&W фірми 8L 58/64	41
2.7 Розрахунок елементів системи паливоподачі	63
РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА РЕМОНТУ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ	

					ПННІ НУК 14.2.44.23.11.ПЗ			
Вим.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Златник В.О..			Розробка заходів по технічному використанню, обслуговуванню і ремонту системи паливоподачі двигуна 8L 58/64 фірми MAN B&W судна «OOCL RAUMA»	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.		Грицук І.В.					3	89
						44-ЕМ-23з		
Н. Контр.		Грицук І.В.						
Затв.		Чабанов І.І.						

ПАЛИВОПОДАЧІ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА MAN B&W 8L 58 / 64	
СУДНА «ООСL RAUMA»	69
3.1 Розробка заходів технічного обслуговування системи паливоподачі	69
3.2 Розробка заходів щодо ремонту елементів системи паливоподачі. Очищення розпилювачів паливної форсунки	75
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО	
СЕРЕДОВИЩА	77
4.1 Нормативно-правова та законодавча база охорони праці на судах	77
4.2 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів у машинному відділенні	78
4.3 Протипожежні заходи.....	80
4.4 Забезпечення вентиляції у машинно-котельному відділенні.....	84
ВИСНОВКИ.....	87
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	88
ДОДАТКИ	89
Додаток 1 Головний судновий двигун 8L 58/64	
Додаток 2 Система паливна двигуна 8L 58/64	
Додаток 3 Форсунка судового дизеля 8L 58/64	
Додаток 4 Технологічна карта ТО і ремонту системи паливоподачі судового дизеля	

Інв.№ подл.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата						
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ					Арк
										4

ВСТУП

Одним з найбільш перспективних шляхів скорочення витрати дизельного палива при одночасному виконанні поставленої задачі збільшення моторесурса двигунів, є удосконалення системи впорскування палива, в першу чергу двигунів що застосовуються на флоті в якості головних. Найбільш типовими представниками даного, досить сучасного класу дизелів є двигуни фірми MAN B&W серії 8L 58/64 який використовується на багатьох суднах, збудованих протягом останніх десяти років, наприклад на судні «OOCL RAUMA», взятому у якості прототипу у випускній роботі.

Паливна апаратури є одним з найважливіших складових дизеля. Тому необхідно насамперед ознайомитися з типовими новими конструктивними рішеннями ПА, щоб складні завдання технічної експлуатації сучасних і перспективних дизелів майбутній інженер-механік міг вирішувати з розумінням саме експлуатаційного значення рішень, закладених у конструкцію її елементів. У даній дипломній роботі розглядаються особливості експлуатації системи паливоподачі судового дизеля.

В даному дипломному проєкті планується реалізувати завдання з проєктування конструкції і заходів технічного використання, обслуговування та ремонту елементів системи паливоподачі суднових двигунів фірми MAN B&W серії 8L 58/64 та розробити заході щодо поліпшення умов їхньої роботи. Планується в роботі розв'язати наступні завдання: проаналізувати особливості конструкції й експлуатації суднового двигуна фірми MAN B&W серії 8L 58/64; проаналізувати причини несправностей і руйнування елементів системи паливоподачі в умовах експлуатації; розробити комплекс заходів щодо обслуговування форсунок під час обслуговування та експлуатації; обґрунтувати застосування організаційних заходів щодо охорони праці та техніки безпеки.

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата
В даному дипломному проекті планується реалізувати завдання з проектування конструкції і заходів технічного використання, обслуговування та ремонту елементів системи паливоподачі суднових двигунів фірми MAN B&W серії 8L 58/64 та розробити заході щодо поліпшення умов їхньої роботи. Планується в роботі розв'язати наступні завдання: проаналізувати особливості конструкції й експлуатації суднового двигуна фірми MAN B&W серії 8L 58/64; проаналізувати причини несправностей і руйнування елементів системи паливоподачі в умовах експлуатації; розробити комплекс заходів щодо обслуговування форсунок під час обслуговування та експлуатації; обґрунтувати застосування організаційних заходів щодо охорони праці та техніки безпеки.				
Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ				Арк 5

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНИЙ РОЗДІЛ. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА, ЙОГО СИСТЕМ, СИЛОВОЇ ТА ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

1.1 Загальна характеристика судна «OOCL RAUMA»

Тип судна. Судно «OOCL RAUMA» (IMO Number – 9462794, MMSI Number - 246650000) за призначенням пристосовано для перевезення контейнерів. Попередні назви судна OOCL RAUMA BB (2018, Netherlands), OOAL RAUMA (2012, Netherlands), ELYSEE (2012, Netherlands), MS «ELYSEE» (2009).

Район плавання – необмежений. Тип судна – одногвинтовий, двохпалубний з подвійними бортами, подвійним дном, з кормовим розташуванням машинного, насосного відділення, житлових і службових приміщень, з бульбовою формою носового краю й крейсерською кормою, зрізаною в надводній частині по типу транця, з надлишковим надводним бортом [1] (рис. 1.1). Стальна рубка розміщується в кормі та вміщує житлові приміщення, розраховані на 12 членів екіпажу.

Класифікація: Морський Регістр Судноплавства, 100 A5 E4 Container ship BWM (D1) SOLAS-II-2, Reg.19 Open-top MC E4 AUT.

Порт приписки - Harlingen. Флаг – Netherlands. Побудовано JJ SIETAS SCHIFFSWERFT - HAMBURG, GERMANY та здано в експлуатацію в липні 2009 року. Загальний вигляд судна наведено на рис. 1.1, а основні характеристики в табл. 1.1.

Призначення судна. Судно «OOCL RAUMA» спеціально призначене для перевезення вантажів в контейнерах. Конструкція трюмів контейнеровоза передбачена для перевезення стандартних 20 або 40 футових контейнерів. У трюмах мають місце спеціальні вертикальні направляючі, призначені для завантаження та кріплення контейнерів. Для більш повного використання

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ

Арк 6



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд судна «OOCL RAUMA»

Таблиця 1.1 - Основні характеристики судна «OOCL RAUMA»

Класифікаційна ознака (характеристика)	Параметр
Тип судна	Container Ship
Назва судна	OOCL RAUMA
Позивний сигнал судна	PBWS
Рік побудови	2009 p
Прапор	Netherlands
Порт реєстра	Harlingen
Менеджер та власник	JR Ship Management B.V., MS "ELYSEE" Bewaarder B.V.
Дедвейт	17892
Валова місткість	17488 т
Місткість контейнерів	1296 TEU
Місткість рефрижераторних контейнерів	390 TEU
Найбільша довжина судна x Найбільша ширина	168.11m × 27.04m
Швидкість судна	18 вузлів

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата	Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ	Арк
											7

вантажопідйомності судна частину контейнерів завантажують на палубу контейнеровоза. Контейнери між собою скріплюються за допомогою твістлоків та спеціальних поздовжніх кріплень. На судні передбачені спеціальні розетки для підключення рефрижераторних контейнерів.

1.2 Характеристика елементів суднової енергетичної установки

1.2.1 Головна енергетична установка

Головна енергетична установка розташовується в кормовій частині судна. У якості головного двигуна на судні встановлено чотиритактний двигун з газотурбінним наддувом, MAN B&W Diesel 8L 58/64 з максимальною потужністю 11200 кВт при частоті обертання колінчастого вала 428 хв⁻¹.

Головний двигун жорстко встановлений на епоксидних клинах на фундаментну раму. Фундаментна рама металева зварна. Блок циліндрів і станина представляють монолитну відливку. Його пуск можливий лише із машинного відділення. Двигун має рядне, вертикальне розміщення циліндрів та пряме впорскування палива в циліндр. Двигун можливо економічно та ефективно експлуатувати на важкому паливі в'язкістю до 700 мм²/сек (сст) при 50 °С (7000 сек. по Редвуду I при 100°F). Він розрахований на роботу на найгіршому паливі, включаючи специфікацію CIMAC H/K 55.

Основні характеристики головного двигуна:

Виробник.....MAN B&W Diesel;
Тип.....8L 58/64;
Кількість циліндрів.....8;
Діаметр циліндра.....580 мм;
Робочій об'єм одного циліндру.....169 дм³;
Хід поршня.....640 мм;
Середня швидкість поршня.....9,1 м/с;
Максимальна потужність.....11200 кВт;
Питома витрата палива.....174 гр/(кВт·год).

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата	Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ	Арк
											8

Головний принцип конструкції двигуна MAN B&W Diesel 8L 58/64 - надійність та простота. Сімейство двигунів L58/64 призначене для використання в якості головних суднових двигунів, які охоплюють діапазон потужностей від 3360 до 19000 кВт та працюють на важкому паливі з в'язкістю до 700 сСт.

1.2.2 Конструкція та технічні особливості головного двигуна

Остов двигуна являє собою моноблок, що поєднує станину та блок циліндрів. Від розтягуючих навантажень і деформацій він звільнений завдяки наявності анкерних зв'язків та довгих шпильок кріплення кришок циліндрів. Останні кріпляться гайками під потужною проміжною полицею остова. Перевага довгих шпильок полягає в тому, що при знятті кришки шпильки можуть бути опущені вниз і кришка демонтується шляхом бокового зміщення, тим самим забезпечуючи економію в монтажній висоті, над двигуном. Добра опірність деформації остова досягається комбінацією анкерних зв'язків та поперечних болтів в зоні розташування кришок рамових підшипників.

Кришки підшипників можуть бути опущені шляхом віддачі гайок анкерних зв'язків. Можливість підтягування або відпускання гайок зв'язків може використовуватися при регулюванні лінії валу. Втулки циліндрів встановлюються на високі рубашки, які знаходяться зверху блоку. Охолодження втулок відбувається тільки в зоні рубашок, нижня їх частина не охолоджується. Наявність індивідуальних сорочок та товсті стінки втулок забезпечують мінімум деформації дзеркала робочого циліндра, дозволяючи зменшити зазори між поршнем і циліндром. Товстостінна конструкція виключає вібрації втулки і її кавітаційне руйнування. Найбільш інтенсивне охолодження здійснюється у верхній частині втулки в зоні встановлюваного на неї вогневого кільця. Мащення циліндрів здійснюється від лубрикаторів за свердліннями. Їх вихід на робочу поверхню знаходиться, приблизно, в зоні, розташованій між 1 і 2 компресійними кільцями при положенні поршня у нижній мертвій точці. Окреме мащення циліндрів диктується прагненням

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ					Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						9

зменшити знос циліндро-поршневої групи, який провокується згорянням в ній важких палив. Шатун має роз'єм у верхній частині стержня, що зменшує монтажну висоту двигуна, а головне, дозволяє виймати поршень не розбираючи нижню головку шатуна і тим самим, виключаючи можливість пошкодження підшипників внаслідок їх подальшої неправильної зборки, що на жаль трапляється досить часто. Кришка циліндра виконана з подвійним дном - тонке вогневе дно для зниження температурних напружень і вище розташоване товсте для зниження механічних навантажень під дією високого тиску газів. Вихлопні та впускні клапани двигуна MAN B&W Diesel 8L 58/64 розташовуються в охолоджуваних корпусах. Вихлопні клапани для їх провертання забезпечені пропелерами.

Головка поршня з кованої сталі, юбка кована алюмінієва. Охолодження головки здійснюється маслом, поступаючи по стержню шатуна у верхню головку, а звідти через підпружинений грибок в охолоджуваний простір поршня. Ступінчастий поршень в поєднанні з вогневим поясом втулки сприяє запобіганню накопичення продуктів згоряння і нагарів в зоні головки, зменшенню зносу і зниженню витрати масла.

Паливовприскувача апаратура подібна до тієї яка використовується на двигуні L28/32. Відмінності полягають у тому, що внесені зміни в профіль регулюючих кромek плунжерної пари. Регулювання подачі здійснюється також як по початку подачі, так і по кінцю, але завдяки збільшенню нахилу верхньої кромки і зменшенню нахилу нижньої кількість палива, що вприскується в основному змінюється за рахунок більш різкої зміни кута випередження. Головне ж полягає в тому, що при зменшені подачі від повної активний хід плунжера переміщається в зону більш крутого профілю паливного кулачка. Це призводить до інтенсифікації подачі палива, що приводить до зростання швидкості подачі і тиску вприскування. Результат - двигун переходить на більш високий тиск згоряння і, як наслідок, - на більш економічну роботу. В розпилювачі форсунки істотно зменшена камера под конусом голки (перед сопловими отворами), наявність якої негативно

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата						Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ					10

відбивалося на розпилюванні в початковій стадії та підтіканню палива в кінці. Після ліквідації камери димність вихлопу на навантаженні в 10% зменшилася на 10%, а на холостому ході зменшення склало 18%.

З метою зменшення утворення сажі па вихлопі, що особливо важливо при зміні навантаження, була інтесифікована подача палива, збільшено максимальний тиск впорскування з 130000 до 160000 кПа. Але, на жаль, при цьому збільшуються максимальні температури циклу та зростає NO_x . Зниження NO_x було досягнуто зменшенням кута випередження - перенесенням згоряння на лінію розширення. В той же час, цей шлях призводить до зниження P_z , підвищує витрату палива та збільшує вміст твердих частинок (сажі) у вихлопних газах. Мабуть, конструктори взяли компромісне рішення, при якому витрата палива не тільки не збільшилася, а була знижена на 7 г/кВт. год.

Вдосконалення турбонаддуву йшло шляхом заміни газотурбінного компресору NA/S на новий аксіальний газотурбінний компресор серії TCA, який більш продуктивний і з збільшеним ступенем тиску, а також високим ккд (ефективністю) у всьому робочому діапазоні. Важливо також, що у цього газотурбінного компресора зона помпажа віддалена від робочих режимів та забезпечується найкраща продувка циліндрів. Тиск наддуву на повному навантаженні становить 260 кПа, питома витрата повітря забезпечується на рівні 8,9 кг/кВт.год, що для 4-х тактних двигунів цього класу представляється достатньо значним. Таким чином, увесь комплекс розроблених фірмою МАН-Бурмейстр і Вайн (MAN B&W) конструкторських рішень спрямований на реалізацію концепції: надійність та простота.

Проведені фірмою MAN B&W дослідницькі роботи в області емісії свідчать, що граничне значення ІМО з емісії NO_x одержують конструктивними змінами у двигуні. На двигуні MAN 8L 58/64 такі показники були отримані внаслідок: високого ступеня стиску; інтенсифікації впорскування палива; спрямованого процесу впорскування; оптимізованого управління фазами газорозподілу; високого максимального тиску робочого циклу.

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ					Арк
										11
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

Дизель 8L 58/64 забезпечує надійну роботу, як на дизельному, так і на важкому паливі з виконанням вимог ІМО з екології. Однак, уже зараз очевидно, що ці вимоги будуть посилюватися. Таким чином, двигун MAN 8L 58/64 фірми MAN B&W має низьку витрату палива й мастила, відрізняється високою експлуатаційною надійністю, невеликою трудомісткістю при технічному обслуговуванні, незначними працезатратами при монтажі, відповідає сучасним вимогам за екологічними показниками.

1.2.3 Конструктивні особливості суднового двигуна MAN B & W марки L 58/64

Чотиритактні дизелі фірми MAN B & W (рис. 1.2) тронкові, з газотурбінним наддувом, їх будують в рядному або V-подібному виконанні.

У багатьох сучасних тронкових дизелях анкерні зв'язки з'єднують лише блок циліндрів і картер, а рамні підшипники приєднуються до картера за допомогою спеціальних шпильок. В цьому випадку колінчастий вал підвісний і разом з рамними підшипниками може бути демонтований з опусканням в масляний піддон. Конструктивні особливості суднового двигуна фірми MAN B & W марки L 58/64 показані на рис. 1.2.

Остов двигуна утворюється литим чавунним блок-картером підвищеної жорсткості, в нижній частині якого розміщені рамові підшипники колінчастого вала, а у верхній частині - втулки циліндрів. Верхня частина втулок циліндрів знаходиться в окремих для кожного циліндра литих сорочках, нижній бортик яких центрується розточуванням блок-картера. У зоні опорного бурту втулки циліндрів піддаються лазерному загартуванню. Двигун має дві групи анкерних зв'язків. Зв'язки проходять через кришки рамових підшипників і блок-картер. Гайки зв'язків розташовуються на верхній торцевій поверхні блок-картера. Вісім анкерних зв'язків для кожного циліндра з'єднують між собою кришки циліндра, сорочку і верхню частину блок-картера.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата					
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ				
					Арк				
					12				

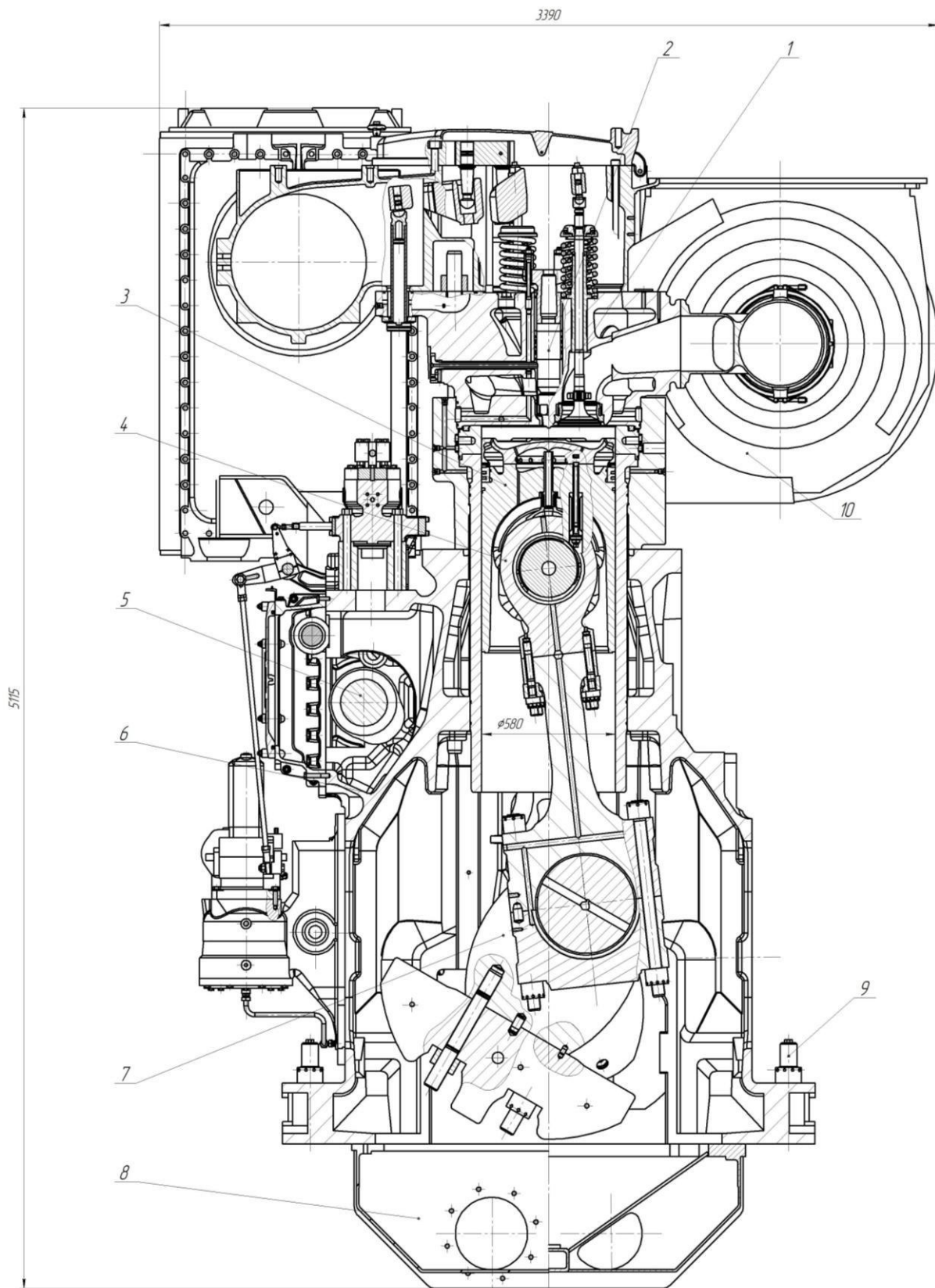


Рисунок 1.2 - Поперечний переріз дизеля 8L 58/64: 1 – випускний клапан; 2 – форсунка; 3 - поршень; 4 – шатун; 5 – розподільний вал; 6- станина; 7 – колінчастий вал; 8 – фундаментна рама; 9 – анкерний болт; 10 – газова турбіна

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ

Арк

13

У кришці циліндра розміщено по два впускних і випускних клапанів і форсунка. Охолоджуюча вода до зарубашечного простору підводиться з колектора, звідки вона перетікає на охолодження кришки циліндра і відводиться в колектор. Дизель L58 / 64 тронкового типу: поршень з'єднується з шатуном за допомогою пальця. Колінчастий вал підвісного типу, тобто він кріпиться до блок-картера шпильками, що проходять через нижні кришки рамових підшипників. На щоках колінчастого вала укріплені противаги, що врівноважують сили інерції.

Розподільчий вал приводиться до руху від колінчастого валу з частотою обертання в два рази меншою, ніж частота обертання колінчастого вала. Шайби, що розміщені на розподільному валу, надають руху штовхачам ПНВТ, а також штовхачам впускних і випускних клапанів.

Система наддуву - ізобарна. При відкритті випускних клапанів газу з робочого циліндра через патрубок надходять до випускного колектору і далі до газотурбонагнітача. Повітря, стиснене в компресорі, подається до продувального колектору. Розширюючий патрубок виконує роль ежектора, в якому відбувається зниження швидкості відпрацьованих газів і збільшення тиску у вихлопному колекторі. Випускний колектор покритий теплоізоляційним кожухом.

Розглянемо особливості конструктивних рішень основних вузлів дизеля L 58/64. Колінчастий вал демонтується при опусканні в масляний піддон. При підвісному колінчастому валі фундаментна рама замінюється легким піддоном, який не несе силового навантаження, в результаті чого зменшується загальна маса двигуна. Застосування підвісних колінчастих валів знайшло широке поширення в судових двигунах. Рамові і мотильові шийки колінчастого вала мають тришарові вкладиші. Кришки рамових підшипників кріпляться до блок-картера не тільки анкерними зв'язками, але і поперечними болтами. Для оптимального розподілу температури за висотою, втулка циліндра охолоджується тільки у верхній частині. Рівномірному розподілу температури по колу сприяють глухі свердління, заповнені охолоджувальною

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ

Арк 14

водою. Максимальна температура верхньої зони втулки циліндра на номінальному режимі не перевищує 285 °С, а в зоні першого поршневого кільця при положенні поршня у ВМТ всього 180 °С. В результаті забезпечується стійка масляна плівка. Крім цього усунена і небезпека так званої "микроу" корозії через зниження температури поверхні втулки циліндра нижче точки роси, коли створюються сприятливі умови для утворення сірчаної кислоти через вміст сірки в паливі. Як показали дослідження, навіть при 25% навантаженні двигуна температура поверхні втулки циліндра знаходиться на рівні 140 °С.

Кришка циліндра виконана з подвійним днищем. Масивна верхня частина кришки забезпечує її механічну міцність. Нижнє тонке днище добре охолоджується водою і має порівняно низьку температуру на вогневій поверхні: максимальна температура перемички між випускними клапанами не перевищує 260 °С. Міцність тонкого вогневого днища забезпечується жорсткою опорою на проміжне днище кришки циліндра.

Сідло випускного клапана має спеціальні порожнини для охолодження, що сприяє зниженню його температури. Вимірювання показали, що температура посадкового паска випускного клапана у всьому діапазоні навантажень двигуна змінюється в межах від 360 до 400 °С, а максимальна температура в центрі тарілки вище цієї температури всього на 100 °С, тобто значно нижче температури, характерної для високотемпературної корозії.

На стрижні *випускного клапана* змонтована крилатка, яка під дією потоку відпрацьованих газів забезпечує обертання клапана. Закриття клапана здійснюють пружини. Впускні клапани повертаються механічним пристроєм "Ротокап".

Поршень складається з кованого алюмінієвого тронка і кованої тонкостінної головки з високоякісної сталі. Форма днища поршня обрана такою, щоб унеможливити потрапляння струменя палива з розпилювача форсунки на поверхню днища. Довговічність канавок під поршневими, кільцями забезпечена індукційним загартуванням на глибину, достатню для

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ

Арк

15

Інв. № подп.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ

РОЗДІЛ 2

КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ. ОСОБЛИВОСТІ ТЕХНІЧНОГО ВИКОРИСТАННЯ СИСТЕМИ ПАЛИВОПОДАЧІ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА 8L 58/64 ФІРМИ MAN B & W СУДНА «OOCL RAUMA»

2.1 Особливості розвитку конструкцій систем паливоподачі суднових дизелів

Система живлення суднового двигуна паливом призначена для розміщення запасу палива, очищення та подачі (впорскування) його в циліндри (камеру згорання) відповідно до порядку та режиму роботи.

Конструктивні особливості паливної апаратури дизельних двигунів обумовлюють підвищені вимоги до якості палива, оскільки від цього безпосередньо залежить довговічність та ефективність роботи прецизійних пар, таких як паливні насоси високого тиску (ПНВТ) та форсунки. Надійність їх функціонування забезпечується багатоступеневою системою фільтрації.

Практика експлуатації показує, що для стабільної роботи паливної апаратури необхідно забезпечити ступінь фільтрації на рівні 96–98 % при здатності утримувати частинки розміром до 2,3 мкм. Як фільтрувальні елементи у фільтрах тонкого очищення застосовуються матеріали на основі фетру, повсті, металокерамічних сполук, паперу або картону. У міру забруднення цих елементів зростає опір руху палива, що викликає зниження потужності двигуна. Такий стан свідчить про потребу в заміні фільтра, яка зазвичай виконується після 250–300 годин роботи. Одним із факторів, що скорочує термін служби фільтрів, є наявність води у паливі, яку видаляють методом сепарації.

У процесі подачі підігрітого палива можливе виникнення парових пробок та зниження щільності палива, що призводить до зменшення ефективності двигуна. Для уникнення цього у паливній системі

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ				
Арк				
17				

встановлюються бустерні насоси, які підтримують підвищений тиск у системі живлення, а також застосовуються регулятори густини палива.

ПНВТ призначені для створення тиску понад 200 МПа, точного дозування пального згідно з навантаженням і подачі його у точно визначений момент або при певному положенні колінчастого валу. Залежно від принципу подачі палива, паливні насоси поділяються на насоси прямого впорскування та акумуляторні.

У насосах прямої дії паливо безпосередньо подається до форсунки, тоді як в акумуляторних системах воно спочатку накопичується в спеціальному резервуарі, зв'язаному з форсункою. Акумуляторні системи, у свою чергу, поділяються на великоємні та малоємні. У системах з великими акумуляторами один або кілька насосів нагнітають паливо в загальну ємність, звідки воно розподіляється до форсунок. У системах з невеликим акумулятором паливо спершу подається в акумулятор, а потім, після досягнення заданого тиску, спрямовується до форсунки. Потенціальна енергія, накопичена в акумуляторі, підтримує впорскування навіть при зниженні швидкості плунжера. Така система забезпечує стабільну подачу палива в умовах широкого діапазону обертів і навантажень двигуна.

За кількістю плунжерів розрізняють багатоплунжерні насоси — по одному на кожен циліндр, і розподільчі (одноплунжерні), які забезпечують подачу пального до всіх або кількох циліндрів. У середньообертових і малообертових дизелях найпоширенішим варіантом є індивідуальні насоси для кожного циліндра, які монтуються поруч із ним. Це дозволяє скоротити довжину паливопроводів високого тиску і забезпечити рівномірну подачу палива по всіх циліндрах.

2.2 Особливості конструкцій систем паливоподачі на основі паливних насосів із золотниковим регулюванням

У силу своєї простоти й відносно низької вартості насос із золотниковим

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата					
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ				
					Арк				
					18				

регулюванням подачі отримав найбільше поширення на суднових дизелях усіх типів. Основним елементом насосу є плунжерна пара, що складається із втулки й прецизійно підігнаного до неї плунжера. Зазор між цими деталями залежно від розмірів пари й в'язкості палива, що використовується, лежить у межах 5...12 мікронів. Така точна підгонка дозволяє звести до мінімуму неминучі протікання в плунжерній парі. Для регулювання активного ходу плунжера на його тілі нарізана похила канавка, що виконує роль золотника, а в тілі втулки є одне або кілька отворів для наповнення надплунжерного простору й відводу надлишків палива. Плунжер на ході нагнітання приводиться в рух паливним кулачком, а зворотний хід відбувається за рахунок сили стиску зворотної пружини.

Принцип золотникового регулювання циклової подачі палива показаний на рис. 2.1.

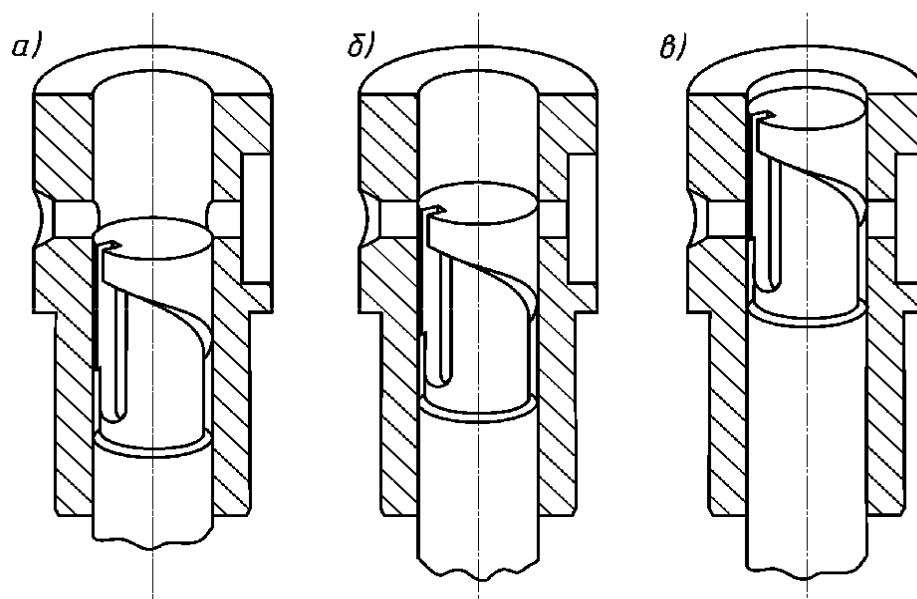


Рисунок 2.1 - Стадії процесу подачі палива секцією із золотниковим регулюванням: *а* - наповнення надплунжерного простору; *б* – початок нагнітання; *в* - кінець нагнітання

Коли плунжер знаходиться в нижньому положенні він повністю відкриває наповнювальний отвір, через який паливо, що надходить від підкачуючого насосу під тиском 0,1...0,5 МПа, заповнює надплунжерний простір (рис. 2.1 а).

Інв. № подл.	Підп. і дата
Взам. інв. №	Інв. № дубл.
Підп. і дата	Підп. і дата

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
----	-----	----------	-------	------

ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ

Арк

19

При підйомі плунжера його верхня кромка поступово перекриває наповнювальний отвір і коли він виявиться повністю закритим починається нагнітальний (активний) хід плунжера (рис. 2.1 б).

Подача палива в магістраль високого тиску й далі до форсунки триває доти, поки коса кромка, порожнина якої сполучається з надплунжерним простором, не співпаде з наповнювальним отвором (рис. 2.1 в). У цьому випадку під час рух плунжера нагору паливо не нагнітається, а просто перетікає з надплунжерного простору в порожнину низького тиску. Частина ходу плунжера, на якій не відбувається нагнітання палива, називається, холостим ходом.

Крім поступального руху, плунжер паливного насосу із золотниковим регулюванням може провертатися на деякий кут відносно своєї осі (рис. 2.2).

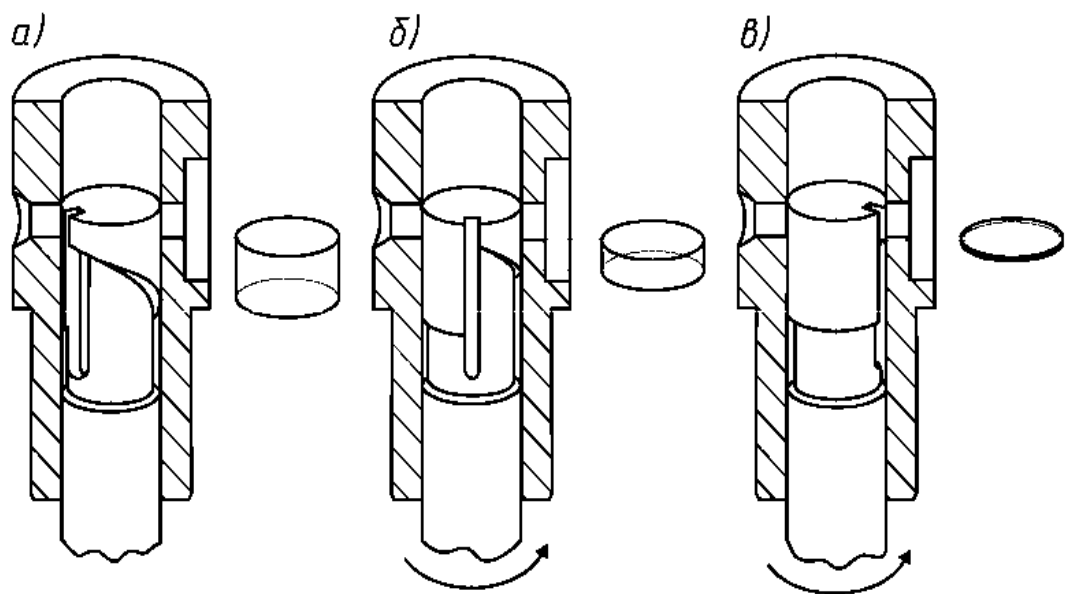


Рисунок 2.2 - Зміна циклової порції палива при провертанні плунжера щодо його осі: а - повна подача; б - часткова подача; в - нульова подача

При цьому положення похилої кромки (рис. 2.2), щодо отвору у втулці змінюється, у результаті чого величина активного ходу, а отже й циклова порція палива, зменшується.

Для повороту плунжера щодо його осі в суднових дизелях

Інв. № подл.	Підп. і дата				Інв. № дубл.	Підп. і дата								
	Взам. інв. №					Інв. № дубл.								
	Підп. і дата					Підп. і дата								
	Зм					Зм								
ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ					Арк									
20					20									

Рисунок 2.2 - Зміна циклової порції палива при провертанні плунжера щодо його осі: *а* - повна подача; *б* - часткова подача; *в* - нульова подача

При цьому положення похилої кромки (рис. 2.2), щодо отвору у втулці змінюється, у результаті чого величина активного ходу, а отже й циклова порція палива, зменшується.

Для повороту плунжера щодо його осі в судових дизелях

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
----	-----	----------	-------	------

використовується пара (рис. 2.3) зубчаста рейка - зубчастий сектор.

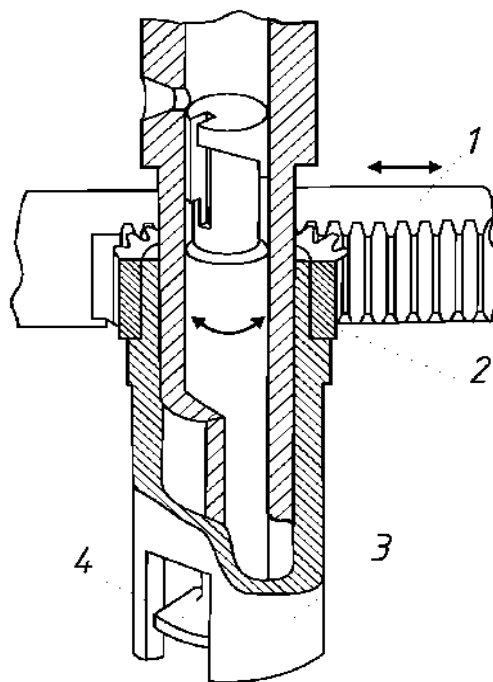


Рисунок 2.3 - Зубчато-рейкова передача для провертання плунжера:
1 - зубчаста рейка; 2 - зубчастий сектор; 3 - склянка; 4 - хвостовик плунжера

В індивідуальних насосах рейка приводить в обертання тільки один плунжер, у блокових насосах одна рейка використовується для одночасного приводу всіх насосних секцій. Рейка з'єднується через систему тяг з регулятором частоти обертання прямо або через систему гідравлічного підсилювача. У золотникових насосах застосовуються три основні способи регулювання циклової порції й фаз подачі палива в робочі циліндри дизеля (рис. 2.4).

При першому способі регулювання (рис. 2.4 а) початок подачі палива (точка А) залишається незмінним незалежно від числа обертів і навантаження двигуна. Кінець нагнітання (точки B_1 , B_2 і B_3) змінюється за рахунок зміни

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ					Арк
										21
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

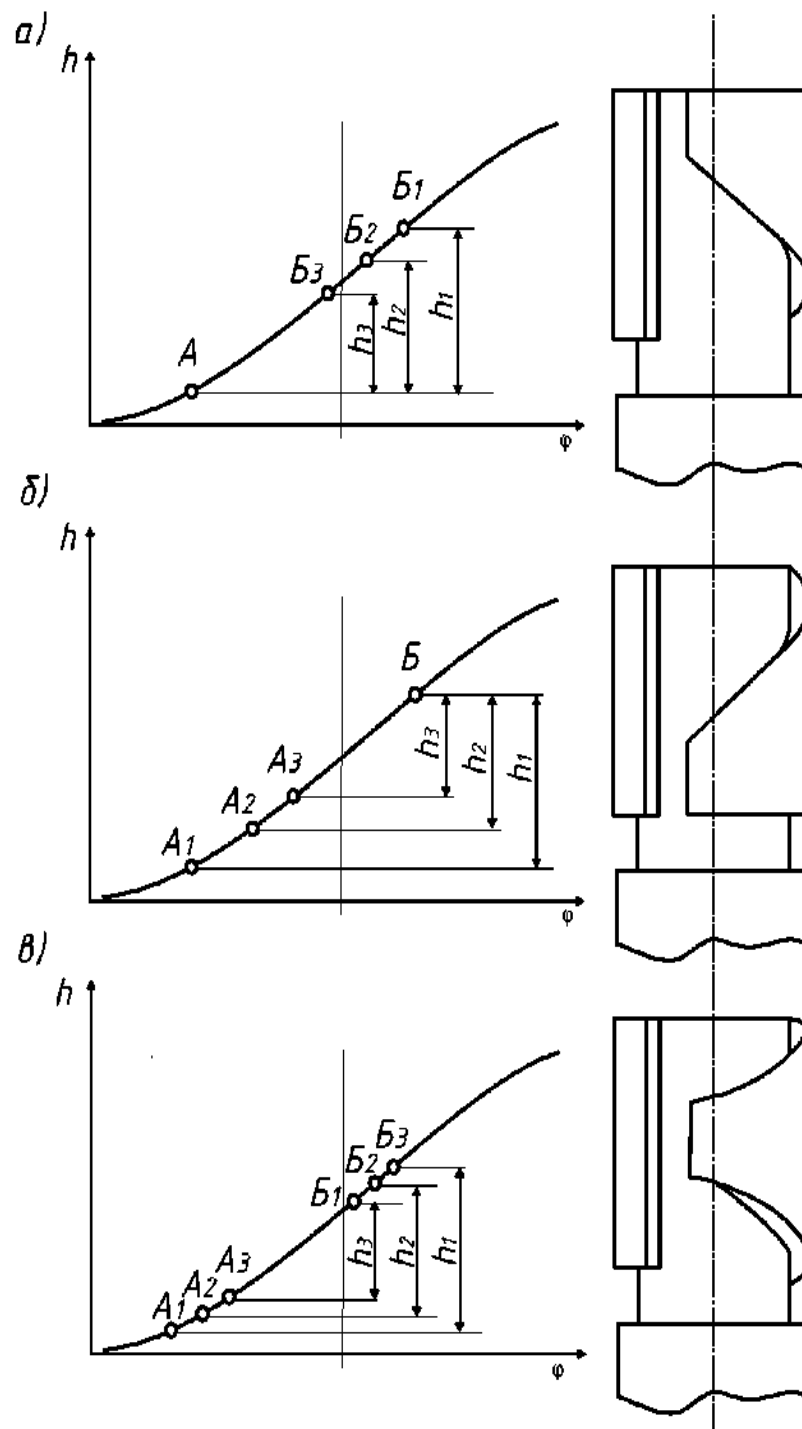


Рисунок 2.4 - Способи регулювання циклової порції й моменту подачі палива в циліндри двигуна: *a* - по кінцю подачі; *б* - по початку подачі; *в* – по початку й кінцю подачі

положення відсічної кромки при повороті плунжера щодо пропускних отворів.

Такий спосіб регулювання одержав назву регулювання за кінцем подачі.

У насосах з таким типом регулювання кінець подачі при всіх навантаженнях відбувається на ділянці підйому плунжера, на якій його

Підп. і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв.№		Підп. і дата		Інв.№ подп.	
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ				Арк
									22

швидкість близька до максимальної. Це забезпечує високі тиски і швидкість упорскування на всій ділянці подачі палива, у результаті чого досягається добра якість розпилювання палива.

При другому способі регулювання (рис. 2.4 б) змінюється початок подачі палива (точки A_1 , A_2 і A_3), а кінець подачі незмінний (точки В). У цих насосах коса кромка, розташовується у верхній частині плунжера. Під час руху руху нагору, кромка, залежно від розвороту плунжера, раніше або пізніше перекриває впускний отвір у втулці, після чого починається його активний хід. Кінець активного ходу відповідає початку відсічення (точка А). Таким чином, у насосі даного типу зі зміною циклової подачі одночасно міняється й кут випередження упорскування палива. Такий спосіб регулювання отримав назву регулювання за початком подачі. Розворот плунжера призводить не тільки до скорочення циклової порції палива, але й до зменшення кута випередження подачі.

Крім того, це приводить до того, що початок подачі зміщується на ділянку більш високих швидкостей переміщення плунжера (від точки A_1 до точки A_3), що веде до більш інтенсивного зростання тисків у початковій стадії упорскування. Це сприяє підвищенню якості розпилювання й згоряння палива, що є особливо важливим при роботі двигуна на малих навантаженнях, тому що при зниженні обертів тиск упорскування пропорційно спадає. Скорочення кута випередження й інтенсифікація упорскування дозволяє оптимізувати процес тепловиділення при зниженні частоти обертання й навантаження на двигун.

При третьому способі регулювання циклової подачі плунжери мають дві косі кромки, що управляють початком (точка A_1 , A_2 , A_3) і кінцем (точка B_1 , B_2 і B_3) подачі (рис. 2.4 в). При зміні навантаження двигуна розворот плунжера приводить не тільки до зміни кількості, що впорскується палива, але й до змін, як початку, так і кінця подачі. Такий спосіб регулювання одержав назву регулювання за початком і кінцем подачі. Він поєднує переваги двох розглянутих вище способів і одночасно позбавлений їх недоліків.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ

Арк

23

2.3 Особливості конструкції і робочих процесів систем паливоподачі

Найбільше поширення у суднових двигунах отримали золотникові насоси та насоси з клапанним дозуванням.

Закон паливоподачі характеризується тривалістю процесу, піковим тиском упорскування та динамікою зміни тиску на початку і в кінці подачі. Тривалість упорскування повинна становити в межах $20\text{--}35^\circ$ обертання колінчастого вала. Для двотактних дизелів типовим є тиск упорскування $70\text{--}85$ МПа, тоді як для чотиритактних – $90\text{--}100$ МПа. З метою покращення процесу сумішоутворення сучасні конструкції паливної апаратури передбачають підвищення максимального тиску до рівня понад 150 МПа.

Ці характеристики досягаються за рахунок форми профілю кулачка у механізмі приводу паливного насоса, що визначає динаміку руху плунжера та, відповідно, параметри впорскування. Графіки зміни положення плунжера (h), та його швидкості (C_p), як функція кута обертання кулачкового вала двигуна показані на рис. 2.5.

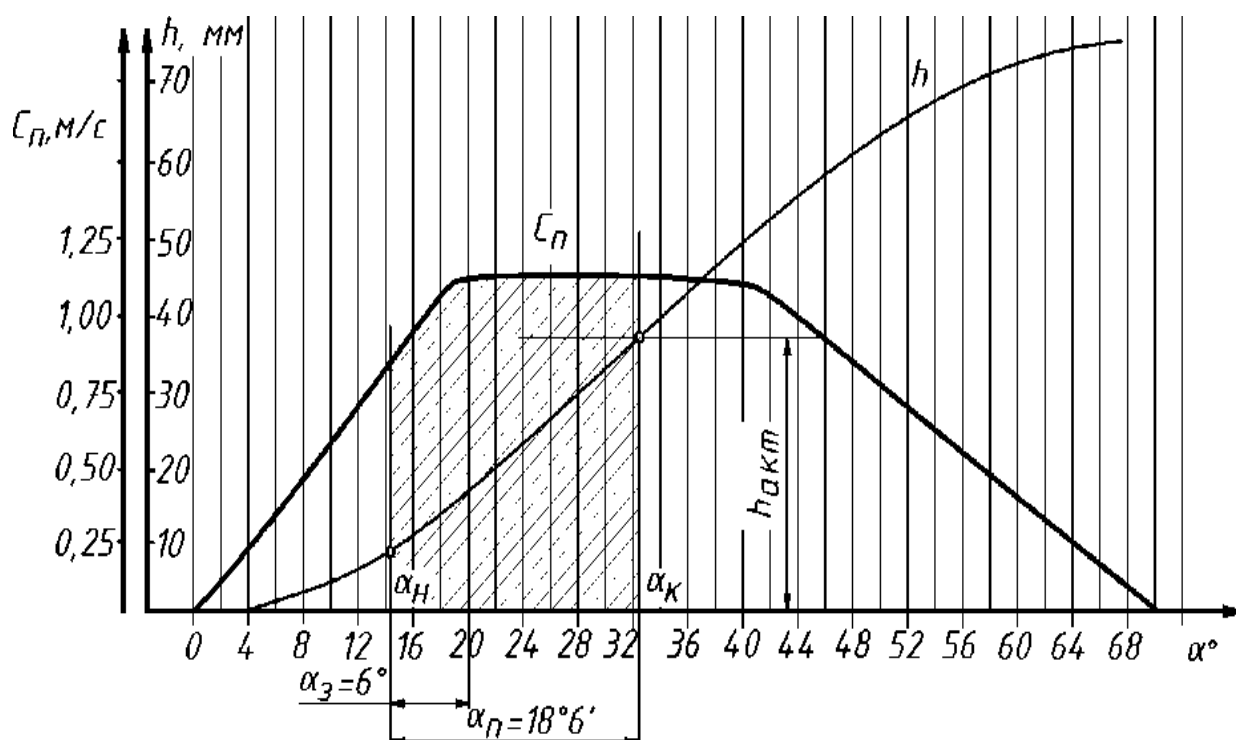


Рисунок 2.5 - Кінематика плунжера суднового двигуна

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ

Арк 24

На рис. 2.6 розглянуто закономірності зміни тиску у ПНВТ (p_n), форсунці (p_ϕ), та підйом голки клапану форсунки (h).

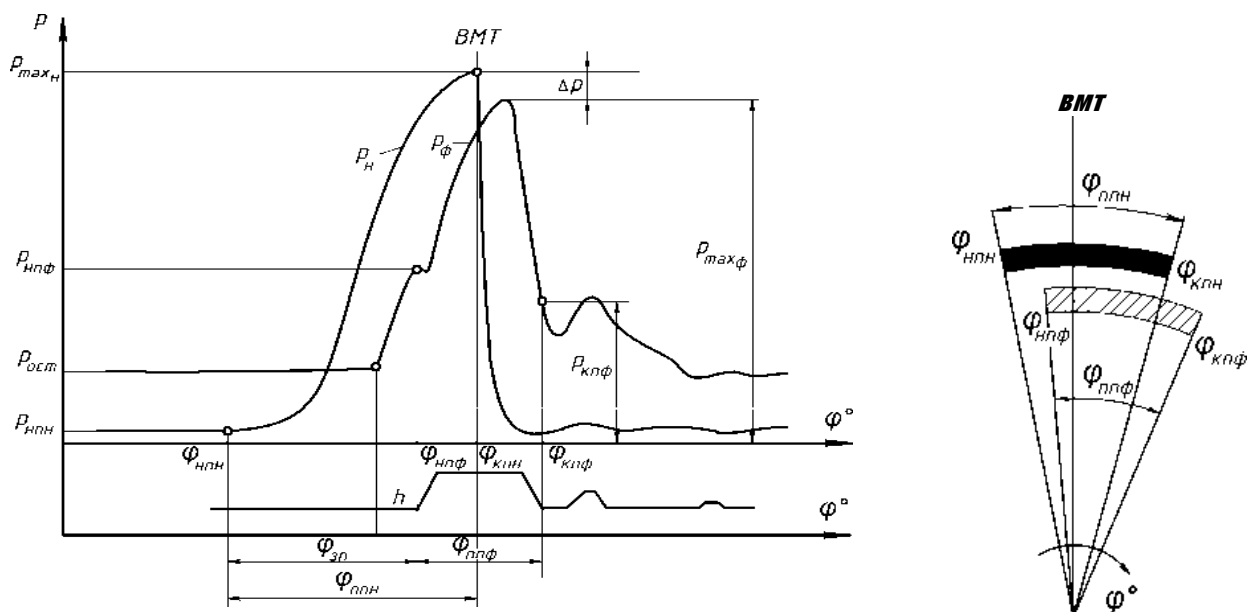


Рисунок 2.6 - Закономірності зміни тиску у ПНВТ (p_n), форсунці (p_ϕ), та підйом голки клапану форсунки (h)

Геометричний початок паливоподачі $\varphi_{нпн}$ визначається моментом, коли плунжер у паливному насосі високого тиску досягає максимальної швидкості, що відповідає закриттю впускного клапана або перекриттю наповнювального каналу у втулці. Геометричний кінець паливоподачі $\varphi_{кпн}$ настає при завершенні активного ходу плунжера або під час відкриття перепускного клапана. Різниця між цими кутами характеризується як геометрична тривалість паливоподачі $\varphi_{пнн} = \varphi_{нпн} - \varphi_{кпн}$, яка для більшості конструкцій становить близько $9-10^\circ$ обертання кулачкового валу паливного насоса високого тиску.

Розглянуті моменти початку й кінця подачі палива за насосом є геометричними, дійсні моменти подачі від них відрізняються. Тут позначається вплив декількох факторів.

Перший фактор визначається стискальністю палива, що перебуває в надплунжерній порожнині й у паливопроводі до форсунки. Чим більше в них палива, тим більша частина ходу плунжера витрачається на його стиск і тем пізніше почнеться дійсна подача палива форсункою $\varphi_{нпф}$. Одночасно, пізніше

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ				
				Арк
				25

закінчиться процес упорскування внаслідок розширення палива, стиснутого в паливопроводі $\varphi_{\text{кпф}}$.

Другим фактором, що визначає розходження в геометричних і дійсних фазах подачі, є наявність дроселювання палива у вузьких щілинах, що утворюються між крайками плунжера й стінками впускних і відсічних вікон, або у клапанах. Завдяки впливу дроселювання тиск у надплунжерному просторі починає підніматися раніше, до того, як закриється впускний отвір, тобто раніше відбувається дійсна подача. Дійсний кінець подачі, обумовлений початком відсічення ($\varphi_{\text{кпн}}$), у зв'язку із дроселюванням також зміщається убік запізнювання.

Третім фактором наявності розходження між геометричними (за насосом) і дійсними фазами подачі палива з форсунки в камеру згорання є швидкість просування створюваних плунжером імпульсів тиску в паливопроводі до форсунки. Ця швидкість визначається величиною швидкості звуку в стислому середовищі палива. Вона становить 1100...1400 м/с.

Внаслідок еластичності з'єднань деталей паливної апаратури і наявності еластичних трубопроводів фактичний початок впорскування палива зміщується як правило від теоретично розрахункового на 3...4°. Саме таке зміщення $\varphi_{\text{зп}}$ прийнято називати кутом затримки початку впорскування.

Взагалі, в дійсності тривалість процесу впорскування $\varphi_{\text{ппф}}$ перевищує теоретично розрахункову у 3...3,5 рази, тому що паливопровод чинить опір руху палива й по мірі просування хвилі тиску до форсунки частина тиску губиться (Δp). Момент досягнення тиску відкриття голки форсунки відбудеться також із запізнюванням ($\varphi_{\text{зп}}$). Причому це запізнювання тим більше, чим більше в'язкість палива й, тим самим, більше втрати тиску в паливопроводі. Ілюстрацією зсуву подачі палива форсункою щодо фаз подачі насосом служить рис. 2.4. Тут видно, що тиск, при якому могла б відкритися голка форсунки $p_{\text{ппф}}$ у насосі досягається значно раніше. Вся фаза подачі форсункою зміщена убік запізнювання.

Щоб зменшити тривалість паливоподачі, підвищують об'ємну витрату

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ Зм Арк № докум. Підп. Дата	Арк
						26

палива шляхом збільшення діаметра плунжера або його швидкості. Збільшення діаметра плунжера дозволяє ефективно зменшити загальну тривалість подачі, однак при надмірному зростанні діаметра зростає навантаження на елементи приводу. Це, у свою чергу, призводить до деформацій, які обмежують ефективність такого підходу. Підвищення максимальної швидкості плунжера впливає на тривалість паливоподачі менш істотно — збільшення швидкості на 40 % скорочує її лише на 3–5 %. Це пов'язано з тим, що зростання максимальної швидкості не пропорційно підвищує середню швидкість плунжера.

Варто також звернути увагу на появу по закінченні основної подачі повторного відкриття голки (це явище зветься підпорскуванням), що пояснюється виникненням у форсунки хвилі тиску більшого за $p_{\text{кпф}}$. Виникнення хвильових процесів у паливопроводах і форсунках особливо часто проявляється у швидкохідних двигунах й у паливних системах з великою довжиною паливопроводів. Конструктори двигунів прагнуть від них позбутися або, принаймні, знизити їхній вплив на процес паливопостачання, прибігаючи до скорочення довжини й об'єму паливопроводів до форсунок (оптимальний варіант у їхньому повному виключенні у насос-форсунках). Стиснуте паливо являє собою пружне середовище у якому при русі плунжера й стиску палива в об'ємі, що примикає до плунжера, виникає пряма хвиля тиску, яка поширюється у паливопроводі до форсунки зі швидкістю звуку (1000...1400 м/с). У форсунці, зустрічаючи перешкоду у вигляді голки або малих перетинів під нею, хвиля відбивається й виникає зворотна хвиля, що рухається назустріч прямим хвилям.

Додавання прямих і зворотних хвиль при невдало підібраних геометричних елементах системи нагнітання може призвести до резонансу, при якому амплітуда хвилі збільшується, і це призводить або до багаторазових відкриттів і закриттів голки (украї погане дробове упорскування), або до повторних короткочасних упорскувань палива після основної подачі. Розпилювання палива в цей період практично відсутнє, тому що тиски низькі.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ					Арк
										27
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

Відбувається підтікання палива під голку, що, у свою чергу, провокує швидке за закоксування соплових отворів.

Характер розвитку фронту хвилі тиску на початковому етапі впорскування визначається профілем паливного кулачка, тоді як завершальна фаза залежить від ефективності скидання тиску в трубопроводах високого тиску. Цей процес регулюється за допомогою нагнітального клапана, який встановлюється на виході з ПНВТ. Щоб запобігти повторному впорскуванню пального, у системі застосовують нагнітальні клапани з розвантажувальним паском, що ефективно знижують тиск у паливопроводі.

Зазор між плунжером і втулкою становить лише 1...2 мкм, тому важливо, аби він залишався стабільним протягом усього терміну експлуатації. Це забезпечується високою жорсткістю обох елементів, що зменшує їхню деформацію під навантаженням.

Форсунки слугують для впорскування палива у відповідну зону камери згоряння та забезпечення його якісного розпилювання. Вони є виконавчими елементами, які реалізують параметри подачі пального, задані ПНВТ, для кожного циклу й циліндра. Найбільше розповсюдження у сучасних середньообертових дизелях отримали форсунки з автоматичним гідравлічним керуванням голки.

Ефективність розпилювання визначається рядом чинників, включно з гідродинамікою палива в розпилювачі та впливом середовища камери згоряння. Для розпилювачів з відношенням довжини до діаметра отвору l/d_c понад 5, швидкість виходу палива досягає 200–400 м/с.

Паливо впорскується з певною затримкою після початку активного ходу плунжера через дію зусилля пружини, що утримує запірний елемент форсунки. Тиск, при якому голка починає відкриватися, зазвичай становить 8–30 МПа, і він може змінюватися під час роботи двигуна.

Велике значення для ефективності роботи двигуна має обсяг підголкового простору. Після припинення впорскування та закриття голки, через інерцію паливо може продовжувати потрапляти до камери згоряння зі

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата						
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ					Арк
										28

зниженою швидкістю. Це негативно впливає на індикаторний ККД, сприяє перегріву носка розпилювача, його закоксуванню та збільшує викиди залишків палива у вихлопних газах. Дослідження показують, що застосування розпилювачів без підголкового об'єму дозволяє зменшити викиди незгорілих вуглеводнів у 1,5–2,5 рази. Тому боротьба з токсичністю вихлопів дизельних двигунів повинна починатися з мінімізації шкідливого впливу підголкового об'єму. У багатьох суднових двигунах останнім часом зроблено заміну розпилювачів старого зразка, на нові зі зменшеним підголковим об'ємом. На рис. 2.7 наведено прикладі старого та нового типу розпилювачів двигунів серії МС фірми MAN.

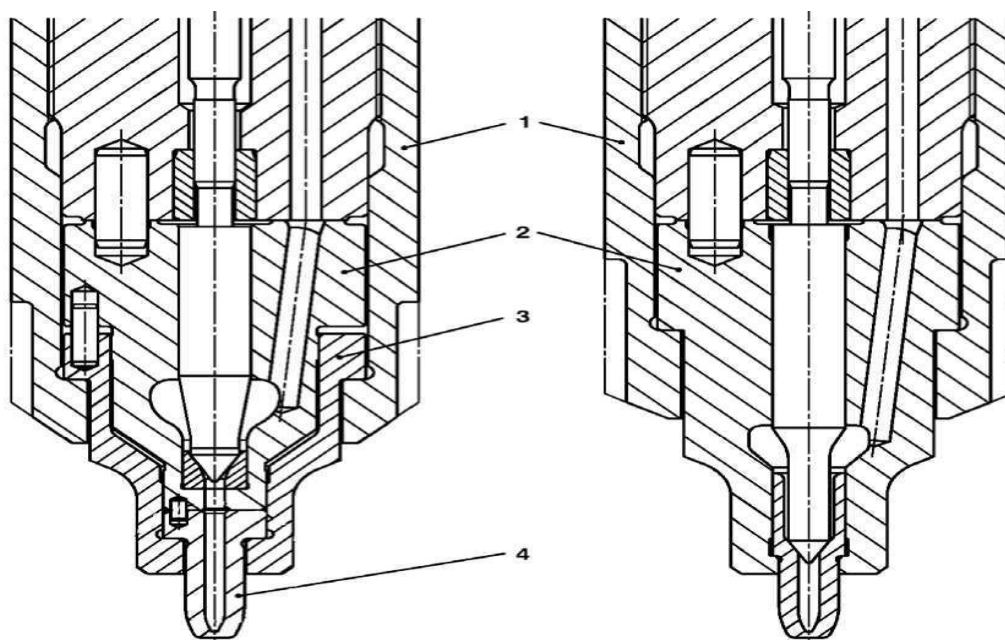


Рисунок 2.7 - Конструкція стандартного розпилювача (ліворуч), та розпилювача зі зменшеним об'ємом під голкового простору (праворуч):

1 – корпус форсунки; 2 - корпус розпилювача; 3 - додатковий корпус; 4 - змінний наконечник

Розпилювач форсунки безпосередньо виведений у камеру згоряння (КЗ), а його температура визначається кількома чинниками: площею лобової поверхні, що піддається впливу гарячих газів, ефективністю охолодження (водою чи паливом), способом монтажу в головці блока циліндрів і точним розміщенням у цій головці. Найкращих умов охолодження досягають при

Інв.№ подл.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата

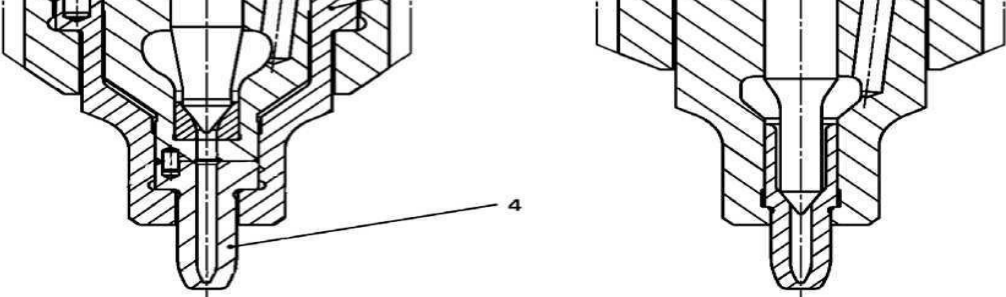


Рисунок 2.7 - Конструкція стандартного розпилювача (ліворуч), та розпилювача зі зменшеним об'ємом під голкового простору (праворуч):
1 – корпус форсунки; 2 - корпус розпилювача; 3 - додатковий корпус;
4 - змінний наконечник

Розпилювач форсунки безпосередньо виведений у камеру згоряння (КЗ), а його температура визначається кількома чинниками: площею лобової поверхні, що піддається впливу гарячих газів, ефективністю охолодження (водою чи паливом), способом монтажу в головці блока циліндрів і точним розміщенням у цій головці. Найкращих умов охолодження досягають при

					ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ	Арк
						29
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

симетричному розміщенні форсунки у головці – паралельно до клапанів, що забезпечує рівномірне відведення тепла.

Практика експлуатації суднових дизельних двигунів свідчить, що температура носка розпилювача не повинна перевищувати 210 °С, оскільки її перевищення може призвести до передчасного зносу або пошкодження елемента.

У морських дизелях зазвичай застосовують закриті форсунки з гідравлічним керуванням голки. Проте однією з проблем такого типу є значна маса рухомих частин, особливо на двигунах з високою частотою обертання колінчастого вала. Це знижує швидкість процесів відкривання та закривання голки, що негативно позначається на точності впорскування, прискорює знос ущільнюючого конуса і підвищує ризик прориву гарячих газів у внутрішні порожнини форсунки. Такі фактори не лише знижують надійність, але й ускладнюють підвищення екологічної ефективності та ступеня форсування двигуна.

Паливопроводи призначені для з'єднання надплунжерного простору паливного насоса з форсунками. З метою мінімального впливу трубопроводів на роботу паливної апаратури вони повинні мати мінімальний об'єм, малий гідравлічний опір, забезпечувати ущільнення стиків високого тиску, дозволяти перебирання, мати велику міцність. Руйнування означених трубок викликає тяжкі аварії, що спричиняє пожежі.

2.4 Особливості паливостачання суднових двигунів з метою підвищення надійності і зниження емісії NO_x в умовах експлуатації

В останні два десятиліття завдання забезпечення охорони навколишнього природного середовища вийшли в число найважливіших, які необхідно вирішити людству. Бездумне використання природних ресурсів, необмежений скидання шкідливих речовин в навколишнє середовище, створюють небезпеку необоротних процесів в біосфері, загрозу самого життя

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ

Арк

30

людини. Погіршення стану повітряного середовища в останні роки зумовлює посилення екологічних вимог до рівня токсичних викидів, особливо від транспорту, серед якого суттєву частку становлять суднові енергетичні установки, насамперед двигуни внутрішнього згорання.

У процесі роботи дизельних двигунів у циліндрах утворюються відпрацьовані гази, що є продуктами складних хімічних реакцій окиснення компонентів палива киснем, а також взаємодії кисню й азоту з повітря з паливними залишками та продуктами згорання в фазах «згорання – розширення». До токсичних компонентів, що утворюються під час згорання дизельного палива з елементарним складом ($C + H + S + O = 1$), належать: озон (O_3), сажа (C), оксид вуглецю (CO), оксиди азоту (NO, NO_2), аміак (NH_3), діоксид сірки (SO_2), сірководень (H_2S), сірковуглець (CS_2), метин (CH), метил (CH_3), формальдегід (H_2CO) та бензопірен ($C_{20}H_{12}$).

Суднові дизелі є джерелом приблизно 7% світових викидів оксидів азоту (NO_x), тому проблема зниження їх концентрації є однією з ключових у сфері підвищення екологічної безпеки морських енергетичних установок. Постійно ведуться наукові дослідження, спрямовані на зменшення токсичних викидів у реальних експлуатаційних умовах без суттєвого підвищення експлуатаційних витрат.

Існує кілька перевірених технічних рішень для зменшення викидів NO_x у судових дизелях, зокрема [21]: селективна каталітична (SCR) та некаталітична (SNCR) нейтралізація, рециркуляція відпрацьованих газів (EGR), системи упорскування води (WIS), використання подвійного впорскування, удосконалення паливної апаратури, застосування спеціальних паливних присадок, оптимізація режимів роботи двигуна. Метод селективної каталітичної очистки є найефективнішим способом поліпшення екологічних характеристик судових дизелів. Технологія цього методу зрозуміла, однак даний метод ефективно може бути використаний лише для суден, що споруджуються вперше, оскільки переобладнання вже встановлених дизелів на роботу з системою SCR в комплексі з високою собівартістю SCR-реактора

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ

Арк 31

робить його недоцільним. У світовій практиці для скорочення викидів NO_x другий за поширеністю після селективного каталітичного відновлення знаходиться технологія селективного некаталітичного відновлення (SNCR-технологія). Відмінною особливістю зазначеної технології є здатність до виборчого взаємодії з NO_x і висока ефективність очищення газів (близько 80-90%).

Рециркуляція відпрацьованих газів (EGR - процес) заснована на перепусканні відпрацьованих газів перед турбокомпресором з випускного ресивера в систему продувочного повітря.

Електричний високонапірний нагнітач прокачує відпрацьовані гази через водяний скруббер (газоочисникам) в високонапірний ресивер продувочного повітря. Скруббер охолоджує гази, одночасно видаляючи SO_x і тверді частинки за рахунок їх промивання, перш ніж повторно направити їх в камеру згоряння. Кінцевий результат по зниженню викидів NO_x досягається завдяки заміщенню частини кисню вуглекислим газом (CO_2), в результаті чого через уповільнення процесу згоряння знижується максимальний пік температури.

При переобладнанні дизелів, що знаходяться в експлуатації, на використання даного способу зниження емісії NO_x , доводиться вирішувати не тільки конструктивні завдання, а й переробляти характеристики газотурбокомпресора (з огляду на зміни вагових характеристик газів, що йдуть до газової турбіни, і суміші воздухрециркуляційний газ, що надходить в циліндр).

Велика кількість досліджень, спрямованих на зниження емісії NO_x , так чи інакше, пов'язане з використанням в робочому процесі прісної води. При цьому вода може подаватися в продувний ресивер, впорскуватися безпосередньо в циліндр дизеля, або подаватися паливним насосом високого тиску спільно з паливом у вигляді водопаливної емульсії (ВТЕ).

Зволоження повітря шляхом уприскування води в повітряний (продувний) ресивер дозволяє істотно знизити вміст NO_x у відпрацьованих

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ	Арк
						32
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

газах. При уприскуванні води в повітряний ресивер утворюється добре підігріта гомогенна суміш. Так як маса парів води мала в порівнянні з масою повітря, то вона не може істотно зменшити температуру в момент упорскування палива, і період затримки запалення залишається постійним.

При роботі двигуна на ВТЕ (оптимальна кількість води в емульсії для різних типів дизелів 15...40%) викиди оксидів азоту скорочуються на 20...30%. Однак в цьому випадку збільшується затримка займання палива, що призводить до необхідності збільшувати кут випередження впорскування.

З методів зниження емісії NO_x , заснованих на застосуванні води, для експлуатованих дизелів найбільш прийнятним є впорскування води в повітряний ресивер, внаслідок відносно невеликих капіталовкладень і досить прийнятних результатів.

До поліпшення екологічних характеристик дизелів призводять також деякі конструктивні зміни елементів паливної апаратури, а також регулювання параметрів робочого процесу.

Зміна кута затримки впорскування палива дійсно є одним з найпростіших способів впливу на рівень утворення оксидів азоту (NO_x) у дизельному двигуні. Як показують дані компанії MAN-B&W (Ман-Бурмейстер і Вайн), впорскування палива на 8° після верхньої мертвої точки (ВМТ) дає змогу знизити викиди NO_x приблизно на **25–30%** в широкому діапазоні навантажень. Це пов'язано з тим, що при пізньому впорскуванні температура пік згоряння зменшується, а саме вона є головним фактором інтенсивного утворення NO_x .

Однак така стратегія має негативні наслідки:

- Питома витрата палива зростає на 8–10%, оскільки згоряння починається пізніше і не встигає повністю завершитися в оптимальній фазі розширення.
- Димність збільшується на 2–5%, що свідчить про погіршення процесу сумішоутворення й неповне згоряння палива.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ					Арк
										33
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

Таким чином, відтермінування моменту упорскування — це компроміс між екологічними показниками і паливною економічністю. Його доцільно застосовувати в поєднанні з іншими методами зменшення NO_x , щоб пом'якшити негативні побічні ефекти [22].

Таким чином, цей метод зниження викидів може використовуватися, якщо двигун має запас по економічності, тобто якщо він перекривається допуском на величину питомої витрати палива.

Відчутний ефект щодо зниження шкідливих викидів для дизелів, що знаходяться в експлуатації, дають зміни конструкції паливної апаратури. Так, фірма B&W Diesel пропонує замінити існуючі розпилювачі форсунок на розпилювачі, що дають низький вміст NO_x (low NO_x). Розпилювачі мають таку конструкцію, яка забезпечує низький питома витрата палива з рівномірною і низькою температурою і напруженістю деталей камери згоряння. Сопловий наконечник low NO_x відрізняється від стандартного кількістю, діаметром і розташуванням соплових отворів. Наприклад, двигун S50MC зі стандартним розпилювачем мав 4 отвори, діаметром 1,15 мм, а розпилювач low NO_x — 6 отворів, діаметром 0,95 мм і змінені кути їх розташування. Вибір кількості, прохідних перетинів отворів і кутів здійснювалось спочатку розрахунковим методом по програмі оптимізації, а потім проводилася експериментальна перевірка на двигуні

Ще одним з прийнятних способів зниження емісії NO_x є якісне поліпшення процесу стиснення.

Якщо вважати, що випускні органи газообміну закриваються одночасно з продувними, то може бути збільшена підвищенням геометричній ступеня стиснення. Показник політропи стиснення n_1 може бути підвищений за рахунок інтенсифікації процесу охолодження елементів циліндро-поршневої групи. Даний спосіб є одним з оптимальних для дизелів, що знаходяться в експлуатації, оскільки не вимагає додаткового дообладнання двигуна, а, з огляду на періодичні моточісткі, може використовуватися як в варіанті зміни геометричної ступеня стиснення, так і варіанті зміни режиму охолодження.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ					Арк
										34
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

Величезні витрати енергії промисловістю і транспортом вимагають великої кількості енергетичної сировини, запаси якої не безмежні. Тому проблема надійності і забезпечення зниження токсичності відпрацьованих газів суднових дизелів повинна вирішуватися не однобічно, а обов'язково з економічним аспектом, тобто в першу чергу повинні отримати поширення способи і пристрої, які знижують паливну економічність двигуна.

2.5 Конструктивні особливості системи паливостачання суднового двигуна MAN B & W марки L 58/64

Система паливостачання високого тиску має ПНВТ золотникового типу з регулюванням по кінці подачі, з ВІТ – циліндром, і дві голчасті неохолоджувані форсунки з однобічним розпилом палива на кожний циліндр.

Конструкція паливної апаратури дозволяє працювати на всіх режимах експлуатації тільки на високов'язких залишкових паливах, без використання дизельного палива.

Паливний насос високого тиску призначений для подання до циліндру визначеної кількості пального у певний момент часу крізь трубопровід високого тиску і форсунку (рис. 2.8).

Кількість палива, що впорскується у циліндр, змінюється за допомогою плунжера. Плунжер має можливість повертатися по відношенню до втулки (управління косою кромкою).

Плунжер насосу і втулка зроблені особливо точно і між собою не замінюються. Маленький зазор між ними ущільнює плунжер у втулці при великому тиску і маленьких обертах.

Верхня частина плунжера має отвори і спіральну канавку, так званий розподільний паз. З протилежної сторони розташована подібна канавка, яка розташовується трохи нижче. Ця мала канавка використовується тільки при дуже маленькому наповненні для розподілення, вона існує тільки для компенсації з'явившихся зусиль. Цим запобігається односторонній знос

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата						
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ					Арк
										35

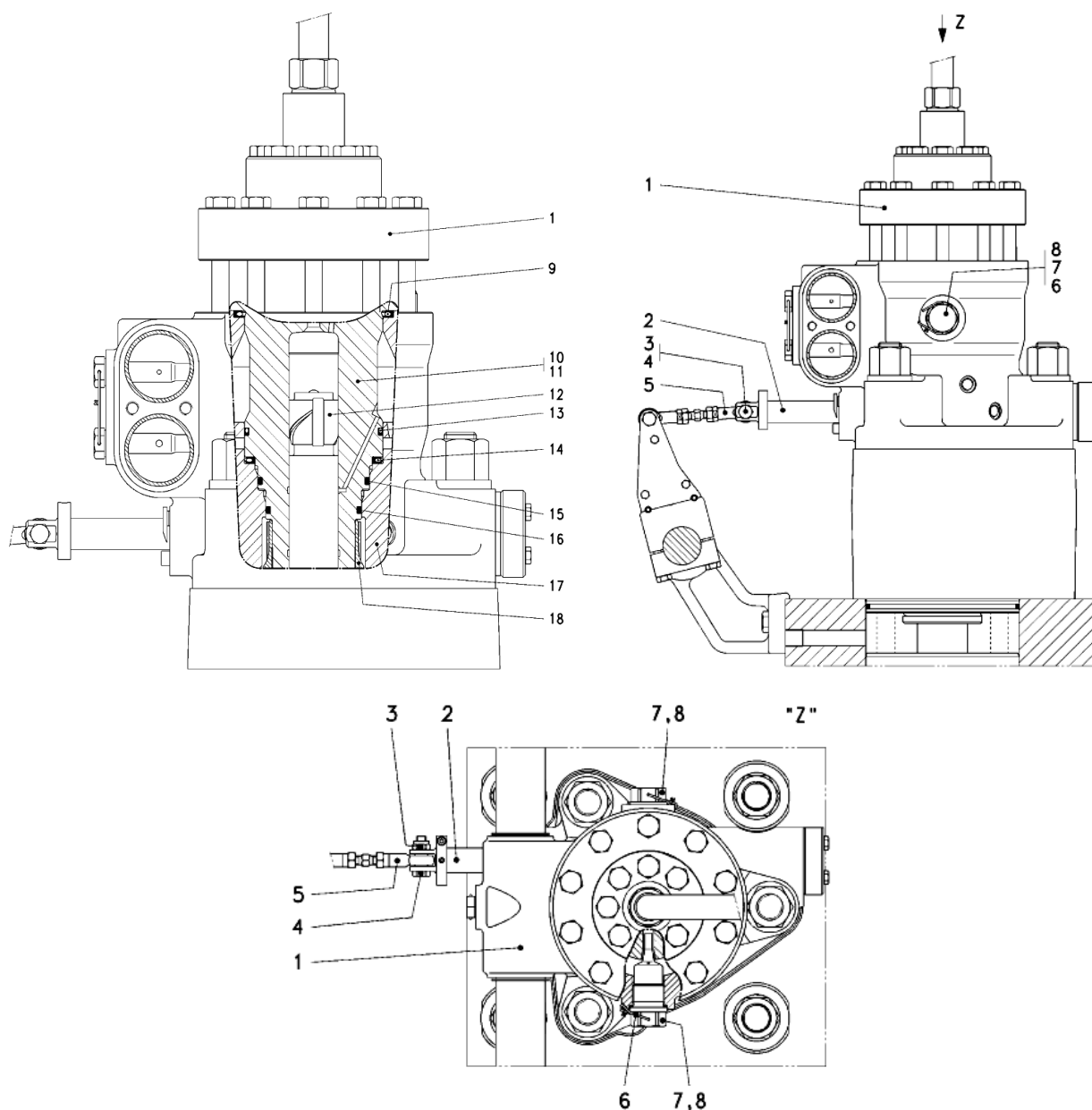


Рисунок 2.8 – Паливний насос високого тиску: 1 - паливний насос;

2 – рейка паливного насосу; 3 – контргайка; 4 - шестигранний болт;
 5 - шарнірна головка; 6 – фіксуєчий елемент; 7 - дефлекторний гвинт;
 8, 9, 13, 14 - ущільнюєче кільце; 10 - елемент насосу; 11 - моноблочний
 циліндр (втулка); 12 - плунжер насосу; 15, 16 - О-подібне кільце
 ущільнення; 17 – корпус; 18 - регулюєчий рукав

Інв.№ подп.	Підп. і дата
Взам. інв.№	Інв. № дубл.
Підп. і дата	Підп. і дата
Зм	Арк

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
----	-----	----------	-------	------

ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ

Арк

36

плунжера. Положення плунжеру у втулці фіксується прокладкою. Прийомний отвір трохи перекривається верхньою кромкою плунжера, коли плунжер стоїть у НМТ.

Втулка вставлена зверху у корпус насоса і притиснута своїм виступом за допомогою восьми болтів крізь натискний фланець, ущільнення, утримувач клапану і проміжну пластину до упору корпусу, і її положення фіксується болтом. Проміжна пластина, що існує у якості гнізда для конуса клапану, закриває порожнину нагнітання зверху. У клапанний утримувач запресована вставка у якості обмежувача ходу конуса клапану. У верхнього кінця знаходиться болтове з'єднання з трубопроводом високого тиску. У верхній частині приймальної порожнини знаходиться з'єднання для переливного трубопроводу, а на протилежному боці корпусу приймальний трубопровід.

Втулка має два приймальних отвори, отвір спільно з розподільним пазом здійснює регулювання кількості пального, що подається у циліндр при великому наповненні.

При завершенні подачі з'являється сильний удар, який розповсюджується крізь отвір у порожнину. Для запобігання ерозії у районі отвору встановлений болт.

Плунжер насосу повертається разом із втулкою регулювання у втулці. Це здійснюється за допомогою подовжніх шліців, у яких ковзає нижній кінець плунжеру насосу. Нажимна пружина опирається на тарілки, та з'єднає у динаміці ролик і кулак насосу.

Нагнітальну порожнину закрито клапаном нагнітання, який натискується пружиною і з'єднаний з форсункою крізь трубопровід. Втулка регулювання обладнана у верхнього кінця зубчастим вінцем, який може повертатися за допомогою регулювальної рійки, знизу встановлене запобіжне кільце, що запобігає випадінню плунжеру при монтажі насосу. Для правильного монтажу втулки регулювання і зубчастого венця вибите маркування. У корпусі насосу пригвинчена стрілка, що вказує на шкалі відповідне положення рійки. Рійка опирається на корпус насосу і рухається за

Інв. № подп.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
При завершенні подачі з'являється сильний удар, який розповсюджується крізь отвір у порожнину. Для запобігання ерозії у районі отвору встановлений болт. Плунжер насосу повертається разом із втулкою регулювання у втулці. Це здійснюється за допомогою подовжніх шліців, у яких ковзає нижній кінець плунжеру насосу. Нажимна пружина опирається на тарілки, та з'єднає у динаміці ролик і кулак насосу. Нагнітальну порожнину закрито клапаном нагнітання, який натискується пружиною і з'єднаний з форсункою крізь трубопровід. Втулка регулювання обладнана у верхнього кінця зубчастим вінцем, який може повертатися за допомогою регулювальної рійки, знизу встановлене запобіжне кільце, що запобігає випадінню плунжеру при монтажі насосу. Для правильного монтажу втулки регулювання і зубчастого венця вибите маркування. У корпусі насосу пригвинчена стрілка, що вказує на шкалі відповідне положення рійки. Рійка опирається на корпус насосу і рухається за				
Інв. №	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ				Арк 37

допомогою проміжної ланки і системи тяг. На рійки регулювання насаджено і опломбовано кільце, воно обмежує максимальну кількість пального, що впорскується у циліндр.

Пресо́ва масля́нка забезпечує крізь отвори у корпусі насоса втулку регулювання маслом. Плунжер змазується пальним, що подається насосом.

Форсунка (рис. 2.9) кріпиться двома довгими болтами у середині кришки циліндра (рис. 2.10). От якості розпилювання пального соплами форсунки залежить якість його згоряння і кількість витрати та потужність двигуна.

Головними частинами є: направляюча та голка, котрі підігнані шліфуванням на легку рухомість. Сопло паливонепроникне і притерте рівною площиною до направляючої, має усередині отвір, від якого відходять соплові отвори. Кількість, діаметр і нахил отворів залежить від потужності і обертів двигуна.

Сопло, голка та направляюча виготовлені зі спеціальної загартованої сталі. Хід голки обмежується загартованою проставкою, до якої входить голка своїм виступом. Проставка притерта до направляючої і корпусу. Форсунковою гайкою деталі кріпляться між собою і фіксуються штифтом.

Корпус має зверху фланець, в якому розташований штуцер для підводу пального, для охолодження, а також для стоку стічного палива. Щоб запобігти нагріванню і коксуванню, форсунка охолоджується прісною водою.

Порожнина охолоджувальної води ущільнюється кільцем, кільцем натискування і шайби.

Пальне подається від штуцера крізь корпус, проставку і направляючу безпосередньо до кубла голки. Голка прижата нажимним штифтом з пружиною, що з протилежного боку впирається в упорний болт. За допомогою болта можна проводити регулювання натискання пружини і тим самим тиск впорскування.

Після закриття прийомного отвору насосу тиск у трубопроводі перед форсункою швидко підвищується. Пальне йде під кільцевий зріз голки і

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата						
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ					Арк
										38

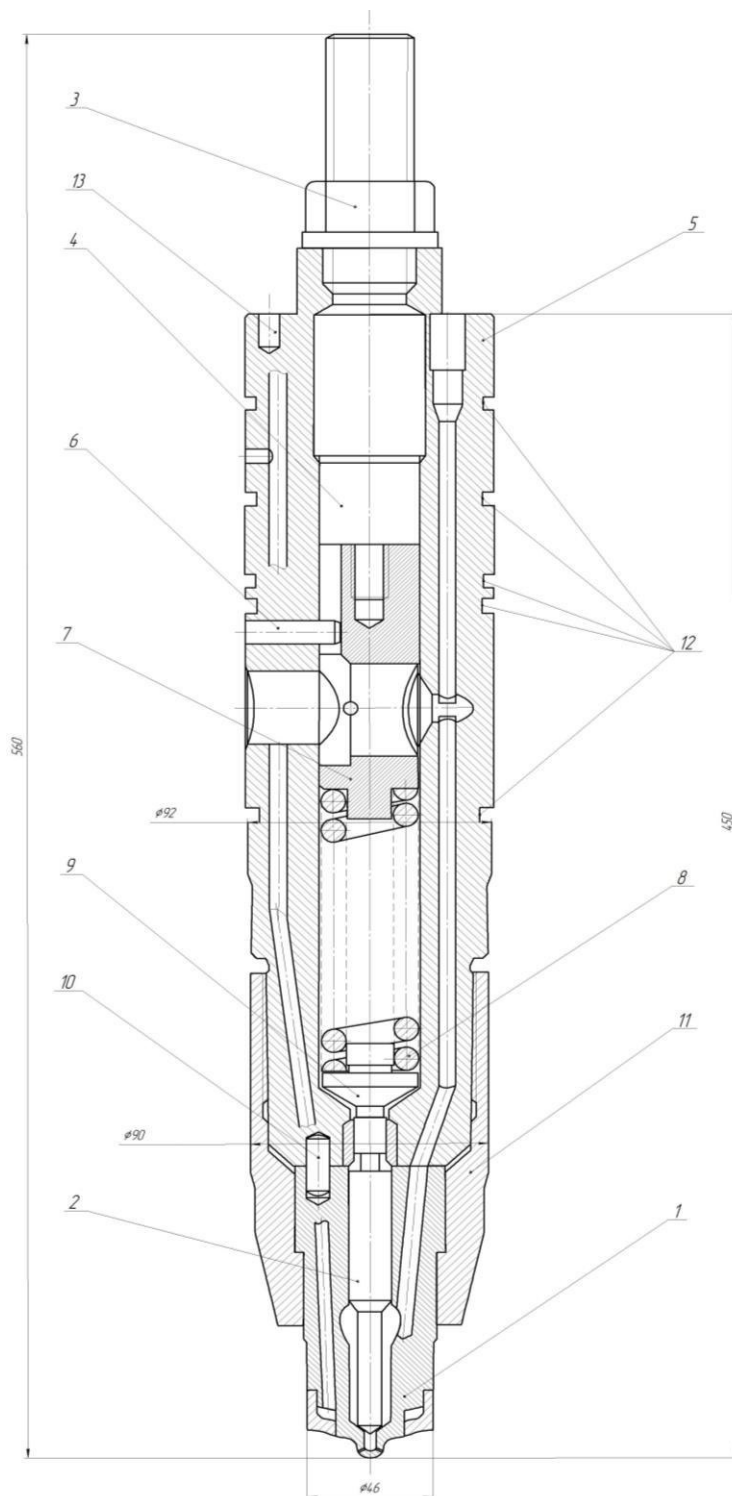


Рисунок 2.9 – Форсунка суднового дизеля 8L 58/64: 1 - корпус розпилювача; 2 – голчастий клапан; 3 – гайка шестигранна; 4 – упор навантажуючої пружини; 5 – корпус форсунки; 6 – упор фіксуючий; 7 – нижня опора навантажуючої пружини; 8 – навантажуюча пружина стиснення; 9 – штанга приводу голчастого клапану; 10 – штифт; 11 - гайка насадки; 12 – проточування під О-подібні кільця ущільнення; 13 – отвір під фіксатор

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ

Арк

39

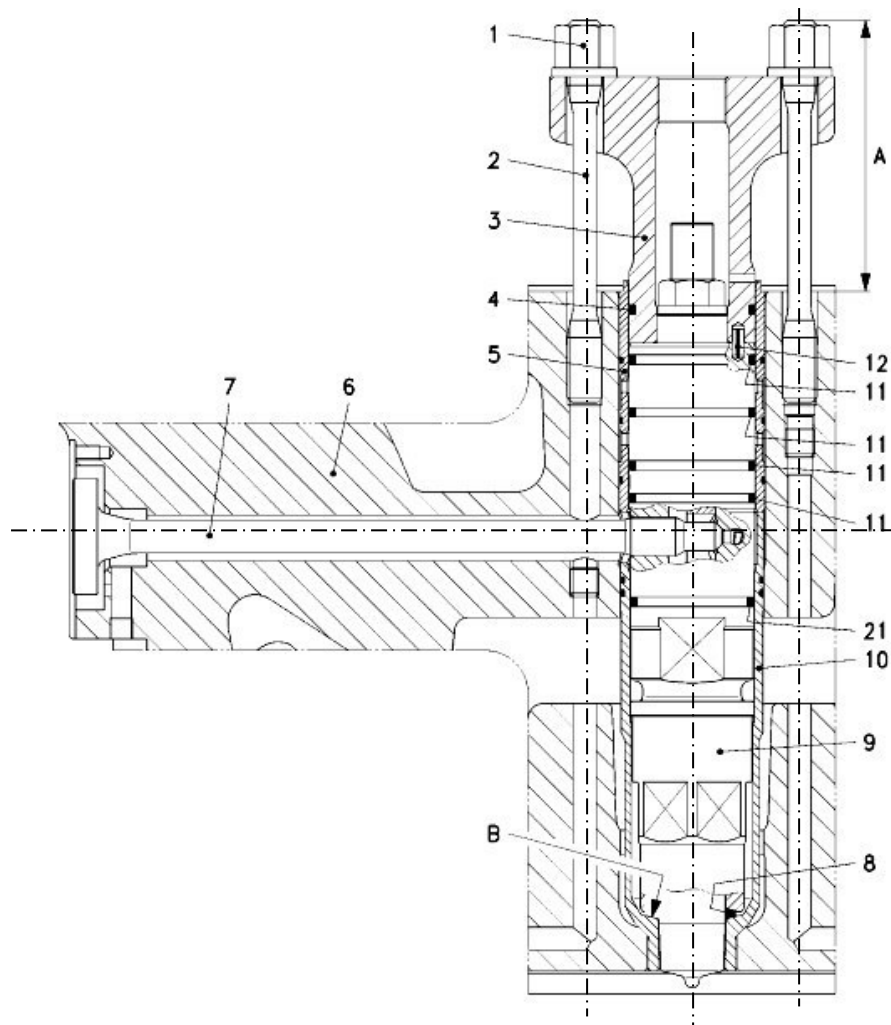


Рисунок 2.10 – Форсунка з різьбовим з’єднанням: 1 - шестигранна гайка; 2 – стойка; 3 - упорний фланець; 4, 11, 21 - О-подібне кільце ущільнення; 5 – втулка; 6 - головка циліндра; 7 - різьбовий елемент; 8 - ущільнююче кільце; 9 - форсунка; 10 – вставка; 12 – штифт; А – болтова відстань; В – сідло клапана

підіймає її, долаючи тиск пружини. Тиск, при якому підіймається голка форсунки, складає 28,0 МПа. Форсунка відкривається і впорскує пальне у камеру згоряння, причому тиск спочатку зростає, оскільки плунжер більше подає, ніж витікає з сопла форсунки при тиску впорскування. У кінці подачі насосу пружина закриває іглу при тиску, нижче чим тиск відкриття. Отсічне пальне крізь направляючу голки і свердлення упорного болту відводиться у трубопровід.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ

Арк 40

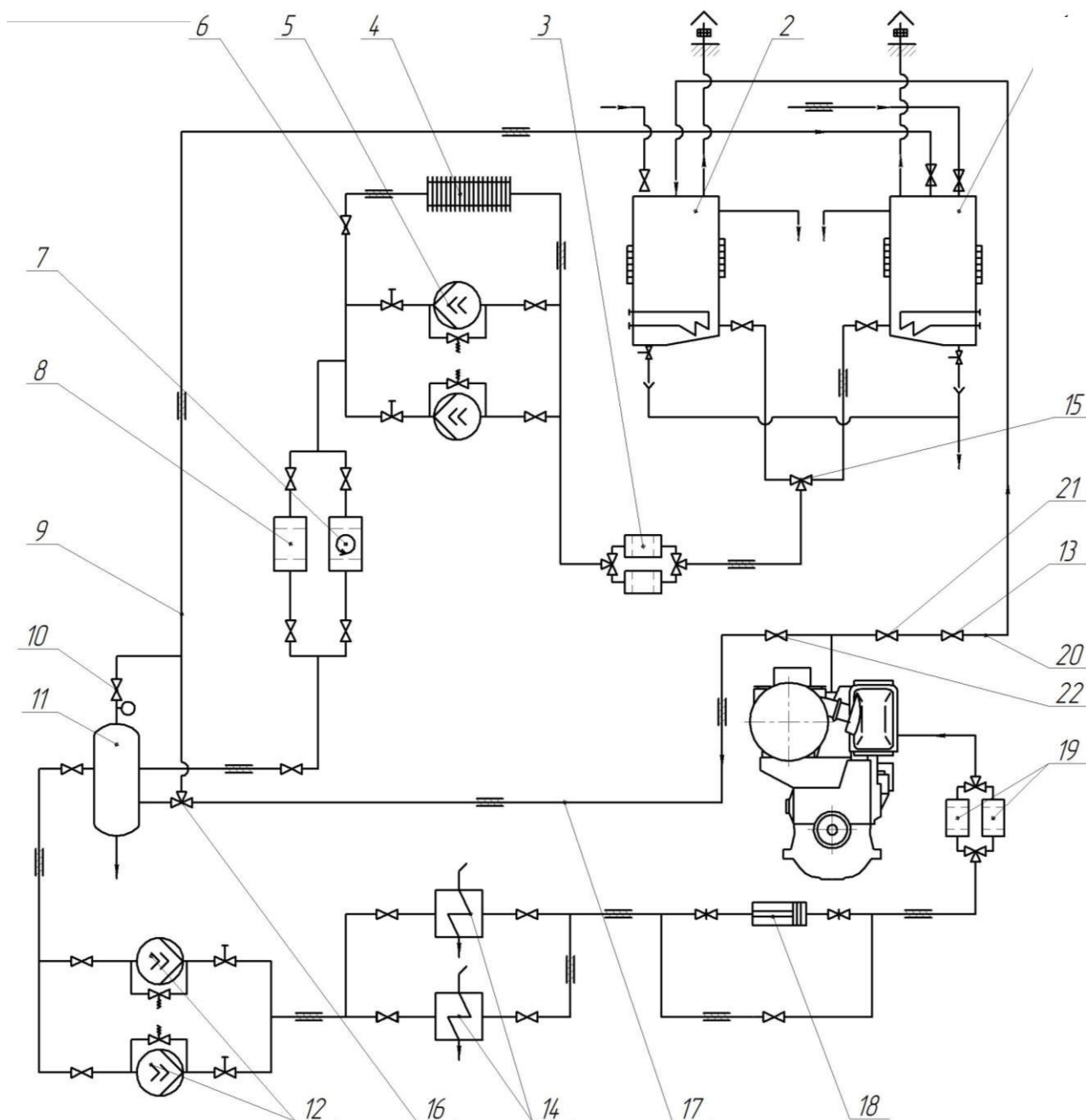


Рисунок 2.11 – Схема системи паливостачання суднового дизеля MAN V&W 8L 58 / 64: 1 – цистерна важкого палива; 2 – цистерна легкого палива; 3 – подвійний фільтр; 4 – теплообмінник; 5 – живильний насос; 6 – регулювальний клапан; 7 – автоматичний фільтр; 8 – резервний фільтр; 9 – зворотній трубопровід; 10 – клапан дегазації; 11 – змішувальний бак; 12 – бустерний насос; 13 – регулювальний клапан; 14 – кінцевий підігрівач; 15, 16 – трьохкроковий кран; 17 - зворотній трубопровід; 18 – віскозиметр; 19 – подвійний фільтр; 20 – зворотня труба; 21, 22 – запірний клапан; 23 – головний двигун

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ

Арк 42

Таблиця 2.1 – Основні геометричні параметри двигуна

Параметр	Значення
Діаметр циліндра двигуна, мм	580
Хід поршня, мм	640
Число циліндрів, шт.	8
Частота обертання, хв-1	428
Геометричний ступінь стиску	14
Ефективна потужність, кВт	11200

2.6.1 Вихідні дані для теплового розрахунку

Відношення ходу поршня до діаметра циліндра (S/D). Зі зменшенням S/D зменшуються габарити двигуна, знижуються механічні втрати й швидкість зношування деталей, поліпшуються умови для розміщення клапанів і збільшення їх розмірів. Однак, збільшуються габарити двигуна по довжині, підвищуються навантаження на деталі КШМ від тиску газів і сил інерції, зменшується висота камери згоряння й погіршується її форма.

Для надсучасних тронкових суднових середньо- й високооборотних дизелів значення S/D становлять – 2,16...4,8.

Враховуючи конструктивні особливості прототипу приймемо співвідношення S/D таке ж, як і для базового двигуна. У подальших розрахунках будемо приймати $S/D = 1,10$.

Число й розташування циліндрів. При збереженні постійної потужності дизеля, зі збільшенням числа циліндрів їх діаметр зменшується та поліпшується врівноваженість і рівномірність ходу двигуна.

При надмірному зменшенні діаметра циліндра виникають труднощі пов'язані з організацією якісного сумішоутворення й згоряння палива. Зі збільшенням діаметра циліндра зменшуються втрати тепла в охолоджуюче середовище, що приводить до збільшення індикаторного ККД і підвищенню теплонапруженості деталей двигуна. При збільшенні числа циліндрів довжина двигуна збільшується, а висота й ширина зменшуються.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ					Арк
										43
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

Найбільше поширення для суднових дизелів рядне розташування циліндрів у вертикальній положенні. Таке розташування зручне при обслуговуванні двигуна, а також спрощує конструкцію блока-картера. У розрахунках збережемо характерне для прототипу число циліндрів $i = 8$.

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

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

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

У подальших розрахунках приймемо частоту обертання виходячи з особливостей завдання, тобто 428 хв^{-1} .

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

Для суднових дизелів форма камери згоряння залежить від обраного типу сумішоутворення.

При об'ємно-плівковій сумішоутворенні, характерному для прототипу, забезпечується досить висока економічність при значному зменшенні навантажень на деталі КШМ, застосовуються напіврозділені форми камери згоряння, розташовані в головці поршня.

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

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ					Арк
										44
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

2.6.2 Вибір і обґрунтування вихідних даних для теплового розрахунку робочого процесу

Склад та властивості горючої суміші й продуктів згорання. Горюча суміш утворюється у наслідок перемішування парів палива та атмосферного повітря поданих у камеру згорання дизеля. Для розрахунку властивостей горючої суміші визначимо склад її основних складових.

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

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

Найчастіше для суднових дизелів на флоті використовують сорти палива IFO-180 і IFO-380 (табл. 2.2). Вони відповідають вимогам стандарту ISO 3217:1987 і відповідають класам RME 25 і RMG 35.

Таблиця 2.2 – Основні характеристики палива, що використовується

Параметр	Масова частка
Елементарний склад (по масі) палива:	
<i>C</i> – вуглець	0,87
<i>H</i> – водень	0,121
<i>O</i> – кисень	0,006
<i>S</i> – сірка	0,003
Середня молекулярна маса, кг/моль	220
Нижча теплота згорання, кДж/кг (МДж)	42500 (42,5)

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ	Арк
						45
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

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 за формулами:

$$L_o = \frac{1}{0.208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,121}{4} + \frac{0,003}{32} - \frac{0,006}{32} \right) = 0.4935 \text{ кмоль / кг}$$

$$l_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H + S - O \right) = \frac{1}{0,230} \left(\frac{8}{3} 0,87 + 8 \times 0,121 + 0,003 - 0,006 \right) = 14,33 \text{ кг/кг.}$$

Коефіцієнт надлишку повітря (α). Для кращого згоряння палива, кількість повітря що поступає у камеру згоряння, значно перевищує стехіометричне відношення. Для сучасних дизелів з наддуванням та охолодженням повітря коефіцієнт надлишку повітря на номінальному режимі лежить у межах $\alpha = 2,25 \dots 4,0$, для розрахунків приймемо значення характерне для прототипу $\alpha = 2,38$.

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

$$M_1 = \alpha L_o = 2,38 \times 0,494 = 1,17 \text{ кмоль}$$

Кількість продуктів згоряння (M_2),

Для повного згорання ($\alpha > 1$)

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

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

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ

Арк

46

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,87}{12} = 0,073;$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0,121}{2} = 0,061;$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_0 = 0,21(2,380 - 1)0,494 = 0,1430;$$

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0,79 \cdot 2,380 \cdot 0,494 = 0,928;$$

$$M_2 = \sum_{i=1}^n M = 0,073 + 0,061 + 0,000094 + 0,1430 + 0,9280 = 1,2041 \text{ кмоль/кг.}$$

2.6.3 Процесс впуску

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

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

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

$$p_K = 1,4 \times p_o = 3,500 \times 0,103 = 0,361 \text{ МПа}$$

Показник політропи стиску повітря в компресорі (n_k), який залежатиме від типу компресора та ступеня досконалості процесу стискування, який відбувається у ньому, $n_k = 1,4 \dots 2$. Прийнемо значення показника політропи

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	відповідно $p_0 = 0,103$ МПа й $T_0 = 288$ К. <i>Температура й тиск на вході у двигун.</i> 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. Відповідно до прототипу, у двигуні, застосовується наддування й проміжне охолодження повітря. Прийmemo величину наддування згідно із прототипом: $p_k = 1,4 \times p_0 = 3,500 \times 0,103 = 0,361 \text{ МПа}$ Показник політропи стиску повітря в компресорі (n_k), який залежатиме від типу компресора та ступеня досконалості процесу стискання, який відбувається у ньому, $n_k = 1,4 \dots 2$. Прийmemo значення показника політропи
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ

характерне для більшості сучасних турбокомпресорів $n_k = 2$

Температура стиснутого повітря в двигуні з наддувом, на виході з компресора, залежить від ступеня підвищення повітряного тиску:

Ступінь охолодження повітря в повітроохолоджувачі (σ_{ox}). Для водоповітряних охолоджувачів, $\sigma_{ox} = 0,7 \dots 0,90$, прийmemo $\sigma_{ox} = 0,9$

Щоб розрахувати температуру повітря у впускному ресивері після охолодження, спершу розглянемо формулу для визначення температури після компресора:

$$T_k = T'_k - \sigma_{ox} (T'_k - T'_a) = 538,8 - 0,9(538,8 - 288,0) = 313,1 \text{ K},$$

де T'_a - середня температура води для охолодження у повітреохолоджувачі, (при використанні забортної води для охолодження $T'_a = T_0 = 288 \text{ K}$);

T'_k - температура перед охолоджувачем повітря, яка приймається значенню температури на виході з повітряного компресора.

Тиск в циліндрі залишкових газів (p_r), Мпа. Прийнято, що тиск у циліндрі двигуна залишкових газів p_r завжди залежить від кількості, розмірів і взаємного розташування клапанів, опорів повітрєпроводів, як впускного так і випускного, фаз газорозподілу двигуна, ступеня наддування, параметрів швидкохідності суднового двигуна й інших вагомих факторів і параметрів. Прийнято, що для двигунів з високим наддувом приймати: $p_r = (0,75 \dots 0,98)p_k$. Враховуючи це приймаємо:

$$p_r = 0,950 \times p_k = 0,950 \times 0,361 = 0,342 \text{ МПа}$$

Температура залишкових газів в циліндрі (T_r) для дизелів - 700.900 K. Слід урахувати той факт, що збільшення значення α і значення ε призводить до зниження значення T_r , а підвищення параметра частота обертання дизеля - збільшує температуру залишкових газів в циліндрі.

Прийmemo $T_r = 774,0 \text{ K}$

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ				
Арк				
48				

Ступінь підігріву або охолодження заряду у впускному тракті (ЛТ). Для дизелів з наддувом значення $\Delta T = -5 \dots 10 \text{ K}$. Необхідно враховувати, що при збільшенні діаметра циліндра D , частоти обертання колінчастого валу 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, прийmemo значення $\Delta T = -6 \text{ K}$

Тиск наприкінці процесу впуску в циліндр, (p_a) МПа. Прийнято, що наявність опорів у впускному тракті двигуна призводить до зниження тиску p_a , який подається в циліндри двигуна, заряду на величину Δp_a .

Для знаходження значень витрат тиску на впуску визначимо щільність (густину) заряду в циліндрі:

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_g \cdot T_k} = \frac{0,361 \cdot 10^6}{287 \cdot 292,4} = 1,35 \text{ кг/м}^3,$$

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

Коефіцієнт опору ($c = \beta^2 + \zeta_{вп}$) враховуючий падіння швидкості свіжого заряду після входу його в циліндр і гідравлічні опори впускної системи двигуна, змінюється в межах $2,5 \dots 4,0$. β - коефіцієнт загасання швидкості руху заряду, $\zeta_{вп}$ - коефіцієнт опору впускної системи в найбільш вузькому її перетині. Основний вплив на величину c виявляє частота обертання колінчастого вала. При збільшенні n коефіцієнт збільшується. Для розрахунку, враховуючи особливості конструкції базового двигуна, прийmemo $c = 3,0$.

Середня швидкість повітря ($\omega_{вп}$) в прохідних перетинах впускних органів дизелів та лежить у межах $\omega_{вп} = 20 \dots 70 \text{ м/с}$. Ця швидкість залежить від перетину органів газообміну та частоти обертання колінчастого вала. При зменшенні перетину впускних органів й збільшенні n середня швидкість $\omega_{вп}$ збільшується. Для розрахунку, враховуючи результати аналізу особливостей конструкції базового двигуна, прийmemo $\omega_{вп} = 57 \text{ м/с}$

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ					Арк
										49
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

Значення втрат тиску за рахунок опору впускної системи двигуна можливо визначити з рівняння Бернуллі. Приймаючи нульову швидкість заряду на вході у впускну систему й зневажаючи зміною щільності заряду в процесі його руху, одержимо:

$$\Delta p_a = c \frac{\omega_{en}^2}{2} \rho_k \cdot 10^{-6} = 3,00 \frac{57,0^2}{2} 4,0,12 \cdot 10^6 = 0,0196 \text{ МПа.}$$

Тоді

$$p_a = p_k - \Delta p_a = 0,361 - 0,0196 = 0,3409 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт залишкових газів (γ_r) визначається як відношення числа молей залишкових газів до числа молей свіжого заряду в циліндрі. Цей показник характеризує, скільки відсотків об'єму циліндра займають залишкові гази після закінчення робочого циклу. Щоб визначити об'єм залишкових газів для конкретного двигуна, можна скористатися моделями, які враховують геометрію циліндра, режими роботи двигуна, а також ефективність процесу очищення циліндра (продувка, дозарядка, ступінь заповнення і т.д.). У випадку судових дизельних двигунів, коефіцієнт залишкових газів зазвичай знаходиться в межах від 0.1 до 0.3, в залежності від ефективності роботи турбокомпресора, турбонаддування та процесів продувки циліндра.

Щоб розрахувати точні значення цього коефіцієнта для конкретного двигуна, необхідно врахувати такі параметри:

- Тиск і температура в циліндрі після згоряння,
- Тривалість і характер процесу продувки,
- Властивості палива і його згоряння.

Якщо є необхідність, можливо ввести конкретні значення для подальшого розрахунку або уточнення цього коефіцієнта. Без урахування процесу продувки й процесу дозарядки циліндра двигуна коефіцієнт

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата						Арк	
										ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ	50
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата							

залишкових газів в циліндрі суднового дизельного двигун визначається за допомогою наступної залежності:

$$\gamma_r = \frac{(T_k + \Delta T) \cdot p_r}{T_r (\varepsilon_0 \cdot p_a - p_r)} = \frac{(313,1 + 6) \cdot 0,341}{774,0(14,00 \cdot 0,341 - 0,342)} = 0,031 \text{ МПа}.$$

Отриманий коефіцієнт залишкових газів в циліндрі двигуна характерний для дизеля саме даного типу ($\gamma_r = 0,025 \dots 0,06$).

Значення температури наприкінці процесу впуску (T_a) в циліндр залежить від параметрів температури повітря після компресора T_k , значень підігріву заряду ΔT і температури T_r та значень коефіцієнта залишкових газів у циліндрі γ .

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{313,1 + 6,0 + 0,031 \cdot 774,0}{1 + 0,031} = 321,0 \text{ К}.$$

Температура в кінці процесу впуску для дизелів з наддуванням може бути в межах $T_a = 320 \dots 450 \text{ К}$.

Коефіцієнт наповнення (η_v) циліндра є найважливішим показником якості процесу газообміну при впуску в циліндр. Визначається він як відношення дійсної кількості свіжого заряду, який надійшов у циліндр, до тієї кількості заряду, який міг би знаходитись в циліндрі двигуна при певному значенні тиску й температурі відповідного середовища, з якого надходить свіжий заряд:

$$\eta_v = M_d / M_0,$$

де M_d – дійсна кількість молів свіжого заряду в циліндрі;

M_0 - кількість молів свіжого заряду, яка могла б поміститися в циліндрі при відповідному значенні p_k і T_k .

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ Зм Арк № докум. Підп. Дата	Підп. і дата
						Інв. № дубл.
						Арк

Без врахування процесів продувки й дозарядки циліндрів для суднових дизелів коефіцієнт наповнення буде складати:

$$\eta_v = \frac{T_k}{(T_k + \Delta T)(\varepsilon_0 - 1)} \left(\frac{\varepsilon_0 p_a}{p_k} - \frac{p_r}{p_k} \right) =$$

$$= \frac{313,1}{(313,1 + 6)(14,00 - 1)} \left(\frac{14,00 \cdot 0,341}{0,361} - \frac{0,342}{0,361} \right) = 0,964.$$

2.6.4 Процес стискання

В реальних двигунах процес стиску складний і залежить від багатьох факторів, таких як температура, витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, вплив дозарядки, випар палива, а також згоряння палива в кінці стиску. Тому точний термодинамічний опис цього процесу є складним, оскільки реальні умови відрізняються від ідеальних. Проте для спрощення і практичного застосування прийнято, що процес стиску в реальному двигуні можна наближено описати як політропний процес, тобто процес, у якому зміна тиску та об'єму супроводжується певним показником політропи, який визначається співвідношенням між тиском і об'ємом, що є характеристикою конкретного процесу.

Показник політропи в реальному двигуні зазвичай змінюється в залежності від: температури робочого середовища, витрат тепла на стиск і розширення, складових елементів механізму (клапанів, поршневих кілець тощо), особливостей згоряння палива і взаємодії з компресором.

Показник політропи стиску (n_1). Розрахунок параметрів процесу стиску ведеться по умовному середньому за процес стиску показнику політропи n що змінюється в межах $n_1 = 1,32 \dots 1,40$.

При виборі величини n_1 необхідно враховувати наступне:

- зі збільшенням значення частоти обертання колінчатого валу n_1 - збільшується;
- при підвищенні значення середньої температури процесу стиску n_1 - зменшується;

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата						
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ					Арк
										52

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

$$20,088 + 3,7544 \cdot 10^{-3} \cdot 556,8 - 5,657 \cdot 10^{-7} \cdot 556,8 =$$

$$= 22,004 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}.$$

2.6.5 Процес згоряння

Рівняння процесу згоряння в циліндрі для дизелів має вигляд:

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

Для рішення цього рівняння задаємось або розрахуємо деякі параметри що характеризують процес згорання у дизелі.

Коефіцієнт молекулярної зміни свіжої суміші в циліндрі (μ):

$$\mu = \frac{M_2 + \gamma \cdot M_1}{M_1 + \gamma \cdot M_1} = \frac{1,204 + 0,031 \cdot 1,175}{1,175 + 0,031 \cdot 1,204} = 1,023.$$

Для дизелів - $\mu = 1,03...1,06$. Отримане при розрахунках значення відповідає даному діапазону.

Коефіцієнт ефективного тепловикористання (ξ_z) являє собою параметр, що враховує втрати теплової енергії в процесах згорання. Величина параметру змінюється на номінальному режимі роботи для дизелів в таких межах значень $\xi_z = 0,7...0,95$. При встановленні даних для проведення розрахунків потрібно також враховувати зв'язок зазначених величин з відповідним режимом роботи суднового двигуна. При збільшенні частоти обертання колінчатого валу дизеля значення ξ_z зростає з відповідним поліпшенням процесів сумішоутворення та згоряння в циліндрі палива. Значення ξ_z продовжує підвищуватись при збільшенні n до тих значень параметрів, поки зростання

Інв. № подл.	Підп. і дата	Інв. № дубл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	Інв. № подл.
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ		
					Арк		
					54		

втрат теплоти за рахунок збільшення відповідної фази догорання палива в циліндрі не перевищить зменшень теплообмінів за рахунок скорочення відповідного часу контакту гарячих газів зі стінками циліндрів. Для розрахунків приймаємо: $\xi_z = 0,900$.

Середня мольної теплоємності продуктів згорання c_v'' в діапазоні температур $t_g = 1000 \dots 2800$ °С можна приблизно оцінити за допомогою апроксимуючих рівнянь для продуктів згорання дизельного двигуна

$$c_v'' = 27,0211 + 0,02039t_z - 2,234\alpha,$$

Підставивши у рівняння згорання для дизелів відповідні значення параметрів, а замість c_v'' його рівняння отримаємо:

$$\frac{0,91 \cdot 42500}{0,989(1 + 0,024)} + (1,027 \cdot 21,73 + 8,314 \cdot 1,4) \cdot 470,331 =$$

$$= (1,027(27,0211 + 0,002039t_z - 2,234 \cdot 2) + 8,314)t_z.$$

Рівняння згорання після підстановки вищенаведених величин перетворюється у квадратне, відносно t_z вигляду:

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

$$0,002093t_z^2 + 31,68875t_z - 53983,64 = 0.$$

Вирішуючи квадратне рівняння, знаходимо температуру t_z в точці з:

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата					
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ				
					Арк				
					55				

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4A \cdot C}}{2A} =$$

$$\frac{-31,6888 + \sqrt{31,6888^2 + 4 \cdot 0,002093 \cdot 53983,64}}{2 \cdot 0,002093} = 1538,58 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тому що $t_z = T_z - 273,15$,

$$T_z = 1463,274 + 273,150 = 1736,424 \text{ K}.$$

Максимальне значення температури згоряння для дизелів – $T_z = 1700 \dots 2300 \text{ K}$. Значення відповідає встановленому діапазону.

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

Ступінь підвищення тиску в циліндрі двигуна (λ). При розрахунках згорянь і параметрів згоряння в дизелях, крім значення ξ_z необхідно задатись значенням ступеня підвищення тиску λ . Значення λ залежить, в першу чергу, від типу сумішоутворення в циліндрі й форми камери згоряння. Вона змінюється в дизелях саме з безпосереднім упорскуванням та об'ємним сумішоутворенням в межах – 1,1...1,6.

При виборі значення λ потрібно пам'ятати, що при збільшенні значення ступеня підвищення тиску в циліндрі збільшується жорсткість роботи двигуна, зростають навантаження в деталях кривошипно-шатунного механізму, суттєво збільшуються втрати на тертя, зростають процеси зношування двигуна. Для розрахунку задаємо ступінь підвищення тиску, яка характерна для прототипу судового дизеля: $\lambda = 1,2$.

Тоді:

$$p_z = p_c \cdot \lambda = 12,34 \cdot 1,2 = 14,81 \text{ МПа}.$$

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата						
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ					Арк
										56

Для дизелів значення p_z обмежується виходячи з параметрів міцності матеріалів в елементах КШМ дизеля та у зв'язку з суттєвим зростанням механічних втрат у процесах роботи двигуна. Максимальним припустимим прийнято вважати значення $p_z = 16$ МПа.

Розрахункове значення нижче максимально допустимого.

Ступінь попереднього розширення (ρ) у судових дизелях з комбінованим підведенням теплоти в процесі циклу:

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,027}{1,2} \cdot \frac{1736,424}{829,992} = 1,7791.$$

Для дизелів прийнято, що $\rho = 1,2 \dots 1,7$. Отримане при розрахунках значення є характерним для даного типу двигуна.

2.6.6 Процес розширення

Показник політропи процесу розширення (n_2). Розрахунок параметрів процесу розширення проводиться з умовно постійним (усередненим) значенням показника n_2 . Прийнято, що для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,28$. Прийнято, що показник політропи залежить від параметрів відповідного режиму роботи двигуна, розмірів циліндрів, способів охолодження й ряду інших факторів. В усіх випадках, коли збільшується тривалість догорання дизельного палива, то знижуються відносний теплообмін і витоки підпрацьованих газів, тобто n_2 зменшується. Виходячи з вищевикладених міркувань приймемо: $n_2 = 1,180$.

Тиск наприкінці процесу розширення (p_v), МПа. Для дизельного двигуна тиск p_v знаходимо у послідовності - спочатку визначаємо ступінь подальшого розширення δ . Її знаходять із формули:

$$\delta = \frac{\varepsilon_0}{\rho} = \frac{14,00}{1,779} = 7,87.$$

Тоді

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ Зм Арк № докум. Підп. Дата	Арк
						57

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{14,81}{7,87^{1,18}} = 1,298 \text{ МПа.}$$

Тиск наприкінці процесу розширення для дизелів $p_e = 1,1 \dots 1,4$ МПа

Температура наприкінці процесу розширення (T_b), К для дизеля:

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1736,424}{7,87^{1,18-1}} = 1197,818 \text{ К.}$$

Значення для дизелів $T_e = 1100 \dots 1300$ К

2.6.7 Процес випуску

При розрахунку параметрів процесу випуску свіжого заряду були попередньо прийняті відповідні значення тиску p_r і температури T_r газів наприкінці випуску. Значення точності вибору цих величин можливо перевірити, в процесі обчислення температури залишкових газів за допомогою формули:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1197,8}{\sqrt[3]{\frac{1,298}{0,34}}} = 768,2 \text{ К.}$$

Вихначаємо похибку прийнятого допущення:

$$\Delta = \frac{768,2 - 774,0}{(774/100)} = -0,75\%$$

Дана похибка може бути прийнята при попередньому розрахунку циклу двигуна.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ

Арк

58

2.6.8 Індикаторні показники циклу

Середній індикаторний тиск (p_i), МПа,

Для дизелів:

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

$$\frac{12,343}{14,00 - 1} \left[\frac{1,2 \cdot 1,779}{1,180 - 1} \left(1 - \frac{1}{7,87^{1,18 - 1}} \right) - \frac{1}{1,36 - 1} \times \right. \\ \left. \times \left(1 - \frac{1}{14,00^{1,36 - 1}} \right) + 1,2(1,779 - 1) \right] = 2,763 \text{ МПа.}$$

Дійсний середній індикаторний тиск циклу завжди трохи менше теоретичного значення внаслідок відмінностей дійсної індикаторної діаграми від теоретичної. Вказані відмінності ураховуються коефіцієнтом повноти індикаторної діаграми ϕ . Саме з урахуванням прийнятого коефіцієнту ϕ - дійсний середній індикаторний тиск циклу буде дорівнювати:

$$p_i = \phi \cdot p'_i = 0,915 \cdot 2,763 = 2,528 \text{ МПа.}$$

Індикаторний ККД для суднових двигунів, які працюють на рідкому нафтовому паливі (η_i)

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_0 \cdot \alpha}{\rho_k \cdot H_u \cdot \eta_v} = \frac{2,528 \cdot 14,27 \cdot 2,38}{4,012 \cdot 42500 \cdot 0,964} = 0,529.$$

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

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

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ	Арк
						59

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} = \frac{3600}{42,50 \cdot 0,529} = 160,10,$$

де H_u підставляємо в МДж/кг.

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

Отримане значення відповідає даному діапазону.

2.6.9 Ефективні показники двигуна

Середній ефективний тиск робочого циклу (p_e) визначається як різниця значень середнього індикаторного тиску циклу p_i та середнього тиску механічних втрат p_m :

$$p_e = p_i - p_m.$$

Середній тиск механічних втрат уявляє собою потужність, витрачену на подолання тертя в КШМ, привід допоміжних механізмів, здійснення впуску та випуску, віднесені до одиниці робочого об'єму циліндра. При визначенні величини p_m використовується емпірична формула:

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

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

A_p, B_p – коефіцієнти.

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

Знайдемо *тиск механічних втрат*:

$$p_m = 0,105 + 0,012 \cdot 9,130 = 0,215 \text{ МПа.}$$

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата					
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ				
					Арк				
					60				

Визначимо середній ефективний тиск p_e :

$$p_e = p_i - p_m = 2,528 - 0,215 = 2,314 \text{ МПа.}$$

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

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{2,314}{2,53} = 0,915.$$

Ефективний ККД (η_e):

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,529 \cdot 0,915 = 0,484.$$

Питома витрата рідкого палива (g_e), г/(кВт·год.):

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{160,104}{0,915} = 174,95.$$

2.6.10 Уточнення вихідних параметрів дизеля за результатами розрахунку робочого процесу

Уточнюємо основні параметри і показники двигуна:

- літраж двигуна:

$$V_{лц} = \frac{\pi D^2 S}{4 \times 10^6} = \frac{3,142 \times 580,0^2 \times 640}{4 \times 10^6} = 169,6 \text{ дм}^3$$

- повний об'єм двигуна:

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата					
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ				
					Арк				
					61				

$$V_{\text{л}} = V_{\text{лц}} i = 169,6 \times 8 = 11158,52 \text{ кВт}$$

- ефективна потужність одного циліндра:

$$N_{e_{\text{ц}}} = \frac{p_e V_{\text{л}} n}{30 \tau} = \frac{2,314 \times 169,6 \times 428,0}{30 \times 4} = 1394,815 \text{ кВт}$$

- повну потужність:

$$N_e = N_{e_{\text{ц}}} i = 1394,815 \times 8 = 11158,52 \text{ кВт}$$

- обертовий момент:

$$M_e = \frac{3 \times 10^4 \times N_e}{\pi n} = \frac{3 \times 10^4 \times 11158,52}{3,142 \times 428} = 249089 \text{ Н} \times \text{м}$$

- годинна витрата палива:

$$G_T = N_e \times g_e \times 10^{-3} = 1952,2 \text{ кг / год}$$

- середня швидкість поршня, м/с:

$$V_{\text{п.ср.}} = \frac{S n}{30000} = \frac{640 \times 428}{30000} = 9,13 \text{ м / с}$$

Перевіримо похибку прийнятого раніше допущення середньої швидкості поршня:

$$\Delta = \frac{9,1 - 9,13}{(9,13 / 100)} = -0,33\%$$

Дана похибка цілком припустима для попередніх розрахунків.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ

Арк 62

2.7 Розрахунок елементів системи паливоподачі

Для отриманих значень потужності двигуна і питомої витрати палива знаходимо значення тиску впорскування палива в умовах експлуатації.

Вихідні дані:

- ефективна потужність, N_E , 11185,52 кВт;
- частота обертання колінчастого валу, n , 428 хв⁻¹;
- питома ефективна витрата палива, 174,5 г/(кВт год);
- ефективна потужність циліндру, N_{EC} , 1394,82кВт;
- частота обертання розподільчого валу, n_k , 214 хв⁻¹;

Визначаємо діаметру та хід плунжера паливного насосу високого тиску.

Максимальна циклова подача.

$$Q_{T \max} = K_1 \cdot Q_T;$$

де K_1 – коефіцієнт, що враховує перевантаження дизеля і витік палива з надплунжерного обсягу внаслідок зносу плунжерної пари:

$$K_1 = 1.25 \dots 1.35;$$

Приймаємо $K_1 = 1,25$;

Q_{Π} - циклова подача палива, мм³ / цикл;

$$Q_{\Pi} = N_{ec} \times g_e \times 10^3 / 60 \times n_k \times P_T = 1394,82 \times 174,5 \times 10^3 / 60 \times 214 \times 0,85 = 22\,301,3 \text{ мм}^3 / \text{цикл}$$

$$Q_{T \max} = 1.25 \times 22\,301,3 = 27\,867,6 \text{ мм}^3 / \text{цикл};$$

Об'єм описуваний плунжером при його русі від НМТ до ВМТ.

$$V_{\Pi} = K_2 \times Q_{T \max};$$

де $K_2 = 4 \dots 8$ - коефіцієнт перевищення обсягу, описуваного плунжером, над

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата					
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ				
					Арк				
					63				

максимальної циклової подачею палива на суму обсягів: стиснення палива в над плунжерної порожнині і в лінії високого тиску, деформації паливопроводу високого тиску, обсягів описуваних плунжером при перекритті наповнювальних отворів, при розгоні і гасінні швидкості плунжера.

Приймаємо $K_2 = 4$.

$$V_{\Pi} = 4 \times 27\,867,6 = 111\,506,5 \text{ мм}^3.$$

Вибираємо d_{Π} і S_{Π} з урахуванням стандартів та співвідношення:

$$\frac{S_{\Pi}}{d_{\Pi}} = 1 \dots 1,5$$

Приймаємо $S_{\Pi} = 1,357 \times d_{\Pi}$

Діаметр плунжера.

$$d_{\Pi} = \sqrt[3]{4 \times V_{\Pi} / 1,3 \times \pi} = \sqrt[3]{4 \times 111\,506,5 / 1,3 \times \pi} = 47,799 \approx 48 \text{ мм}$$

Хід плунжера:

$$S_{\Pi} = 1,357 \times 48 = 65,14 \text{ мм.}$$

Для отриманих параметрів розраховуємо наступні геометричні параметри впорскування палива при частоты обертання розподільчого валу n_k , 214 хв^{-1} ;

Тиск робочих газів в циліндрі двигуна під час впорскування палива

$$P_{\Pi} = (P_{ct} + P_z) / 2 = (2,36 + 14,81) / 2 = 8,59 \text{ МПа}$$

де $P_{ct} = 2,36 \text{ МПа}$. - тиск робочих газів в кінці стискання;

$P_z = 14,81 \text{ МПа}$ - максимальний тиск циклу (розділ 2.6.5 (арк. 67));

Густина палива $\rho_T = 850 \text{ кг / м}^3$;

Коефіцієнт стисливості палива: $\alpha_{сж} = 800 \times 10^{-6} \text{ МПа}^{-1}$;

Із складального креслення форсунки і [2] визначаємо основні розміри складових ПНВТ і форсунки.

Параметри плунжерної пари паливного насоса:

$\beta_{ВП} = 15^0$ тривалість впорскування палива;

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата						
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ					Арк
										64

$C_{\Pi} = 2,52 \text{ м/с}$ – середня швидкість плунжера;

$\Delta\beta = 58^{\circ}$ - кут профілю прямого ходу, град;

$\beta_{1.2} = 32^{\circ} \dots 26^{\circ}$ - кути першої та другої ділянки профілю прямого ходу, град;

$d_{\Pi} = 14 \text{ мм}$ - діаметр плунжера;

$S_{\Pi} = 19 \text{ мм}$ - повний хід плунжера;

$\psi_{\text{отс}} = 30^{\circ}$ - кут нахилу отсічної кромки;

$\psi_{\text{вп}} = 0$ - кут нахилу наповнювальної кромки плунжера;

$d_{\text{н}} = 5 \text{ мм}$ - діаметр наповнювальних отворів плунжерній пари;

$I_{\text{н}} = 2$ - кількість наповнювальних отворів плунжерній пари;

$d_{\text{отс}} = 5 \text{ мм}$ - діаметр відсічних отворів плунжерній пари;

$i_{\text{отс}} = 1$ - кількість відсічних отворів плунжерній пари;

Площа поперечного перерізу плунжера (рис. 2.18)

$$F_{\Pi} = \frac{\pi \times d_{\Pi}^2}{4} = \frac{3,14 \times 196}{4} = 1,538 \times 10^{-4} \text{ м}^2$$

Тиск необхідний для підняття нагнітального клапана від замикаючого конуса: $P_{\text{к}} = 0,3 \text{ МПа}$.

Обсяг надплунжерної порожнини паливного насоса при його перебуванні в НМТ:

$$V_{\text{н}} = V_{\text{нп}} + V_{\text{вп}} = 3,076 \times 10^{-6} + 1 \times 10^{-6} = 4,076 \times 10^{-6} \text{ м}^3$$

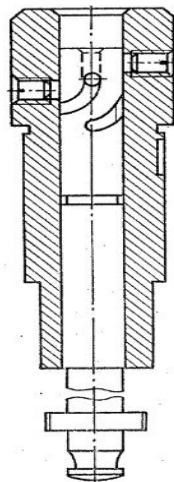
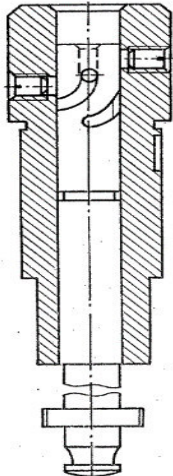


Рисунок 2.18 – Схема для визначення параметрів плунжерної пари

Інв. № подп.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	конуса: $P_K = 0,3$ МПа.					
					Обсяг надплунжерної порожнини паливного насоса при його перебуванні в НМТ:					
					$V_H = V_{НП} + V_{ВП} = 3,076 \times 10^{-6} + 1 \times 10^{-6} = 4,076 \times 10^{-6} \text{ м}^3$					
										
Рисунок 2.18 – Схема для визначення параметрів плунжерної пари										
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ					Арк
										65

Об'єм порожнини над плунжером при його нижньому положенні,

$$V_{\text{НП}} = F_{\text{П}} \cdot (S_{\text{П}} + \Delta) = 1,538 \times 10^{-4} \times (19 + 1) = 3,076 \times 10^{-6} \text{ м}^3 -$$

де $\Delta = 1 \text{ мм}$ - зазор між торцями плунжера і корпусу нагнітального клапана;

$V_{\text{ВП}} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ - об'єм каналів і вирізів в золотникової частини плунжера;

Параметри форсунки (рис. 2.19):

$d_{\text{И}} = 6 \text{ мм}$ - діаметр голки розпилювача;

$d_{\text{К}} = 3,5 \text{ мм}$ - діаметр основи замикаючого конуса голки розпилювача;

$\delta = 0,64$ - відносна величина диференціальної майданчики голки розпилювача;

$\delta_{\text{И}} = 60 \text{ град}$ - кут замикаючого конуса голки розпилювача;

$d_{\text{КО}} = 3 \text{ мм}$ - діаметр колодязя розпилювача;

$d_{\text{Р}} = 0,35 \text{ мм}$ - діаметр отворів розпилювача;

$I_{\text{Р}} = 8$ - кількість розпилюючих отворів;

$h_{\text{Н}} = 0,45 \text{ мм}$ - підйом голки розпилювача;

$f_{\text{Р}} = 1,11 \text{ мм}^2$ - сумарне прохідний перетин розпилюють отворів;

$R_{\text{ИВ}} = 45$ (40 значення впровадження) МПа - тиск начала уприскування;

$R_{\text{ЛО}} = 3 \text{ МПа}$ - залишкове тиск в мережі високого тиску;

$P_0 = 0.2 \text{ МПа}$ - тиск палива в порожнині низького тиску паливного насоса;

$\mu_{\text{Н}} = 0,8$ - коефіцієнт витрати наповнювальних отворів плунжерній пари;

$\mu_{\text{ОТС}} = 0,8$ коефіцієнт витрати відсічних отворів плунжерній пари;

$\mu_{\text{ЗК}} = 0,75$ - коефіцієнт витрати мінімального прохідного перетину в замикаючому конусі розпилювача;

$\mu_{\text{Р}} = 0,65$ - коефіцієнт витрати розпилюють отворів розпилювача;

Розрахунок наповнювальних та відсічних отворів.

Прохідний перетин наповнювальних отворів круглої форми $f_{\text{Н}}$ в м^2 на інтервалі від початку руху плунжера $S = 0$ і до торкання його наповнювальною кромкою нижнього краю наповнювальних отворів плунжерної пари $S = S_{\text{Н}}$, має постійну величину і визначається за формулою:

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ					Арк
										66
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

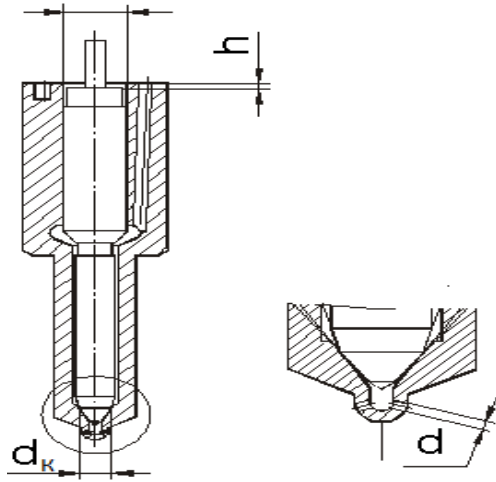


Рисунок 2.19 – Розрахункова схема для параметрів форсунки

$$f_H = i_H \times \frac{\pi \times d_H}{4};$$

Розрахунок першого періоду подачі палива.

Перший період триває від моменту початку руху плунжера, коли

$P_H = P_0 = 0,2$ МПа, до моменту підйому нагнітального клапана, коли

$P_H = P_{\text{ЛО}} + P_K = 3 + 0,3 = 3,3$ МПа. На початку першого періоду (приблизно до $P_H = 1$ МПа) тиск палива наростає поступово. Тому $\Delta P / \Delta \beta$ можна прирівняти нулю, а P_H визначити за формулою:

$$P_H = \left(\frac{K_1^1 \times C_{\text{П}}}{K_3^1 \times f_H} \right)^2 + P_0$$

$$K_1^1 = \frac{F_{\text{П}}}{a_{\text{СЖ}} \times 6 \times n_K \times V_H} = \frac{1,538 \times 10^{-4}}{800 \times 10^{-6} \times 6 \times 600 \times 4,076 \times 10^{-6}} = 13,10$$

$$K_3^1 = \frac{\mu_H}{a_{\text{СЖ}} \times 6 \times n_K \times V_H} \times \sqrt{\frac{2}{P_T}}$$

$$K_3^1 = \frac{0,8}{800 \times 10^{-6} \times 6 \times 600 \times 4,076 \times 10^{-6}} \times \sqrt{\frac{2}{850}} = 3305,74;$$

Далі P_H визначити за формулою:

Інв. № подл.	Підп. і дата	Інв. № дубл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ	
						Арк
						67

**РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА
РЕМОНТУ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ ПАЛИВОПОДАЧІ ГОЛОВНОГО
ДВИГУНА MAN B&W 8L 58 / 64 СУДНА «OOCL RAUMA»**

Для проведення модернізації паливної форсунки в частині заміни розпилювача необхідно її демонтувати і провести необхідні регулювання на паливному стенді в умовах експлуатації. При цьому ставляться обов'язкові вимоги безпеки в частині зупинки двигуна, захисту двигуна від запуску, захисту ведучого валу від провороту, осушення операційних середовищ системи живлення, а також депресованості і закриття робочих середовищ системи живлення.

Перед початком технічного обслуговування в частині демонтажу форсунки паливної, обов'язково, двигун, який звичайно працює з мазутом, має бути на не тривалий час переключений на роботу на дизельному паливі. Після цього, охолоджувальна вода для охолодження паливної форсунки повністю зливається. Запірні клапани на паливних трубах повинні бути закриті. Кришка циліндра головки блоку і індикаторний кран повинні бути відкриті. Демонтаж паливної форсунки може проводитись тільки для абсолютно зупиненого двигуна при повністю відкритому індикаторному крані. Це пояснюється тим, що камера згорання може перебувати під високим тиском при закритому індикаторному крані.

На початку (рис. 3.1) потрібно відкрутити трубу охолоджуючої води від головки циліндрів 6, охолодження паливної форсунки 9 шляхом продування стисненим повітрям. Потім закрутити трубу назад.

Інв. № подп.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	Перед початком технічного обслуговування в частині демонтажу форсунки паливної, обов'язково, двигун, який звичайно працює з мазутом, має бути на не тривалий час переключений на роботу на дизельному паливі. Після цього, охолоджувальна вода для охолодження паливної форсунки повністю зливається. Запірні клапани на паливних трубах повинні бути закриті. Кришка циліндра головки блоку і індикаторний кран повинні бути відкриті. Демонтаж паливної форсунки може проводитись тільки для абсолютно зупиненого двигуна при повністю відкритому індикаторному крані. Це пояснюється тим, що камера згорання може перебувати під високим тиском при закритому індикаторному крані. На початку (рис. 3.1) потрібно відкрутити трубу охолоджуючої води від головки циліндрів 6, охолодження паливної форсунки 9 шляхом продування стисненим повітря Потім закрутити трубу назад.
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ

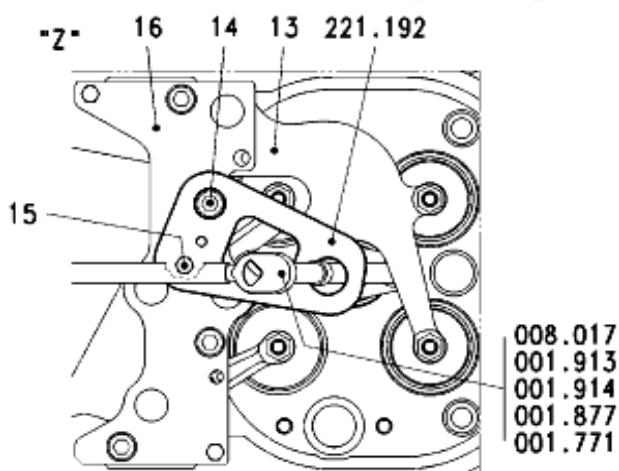
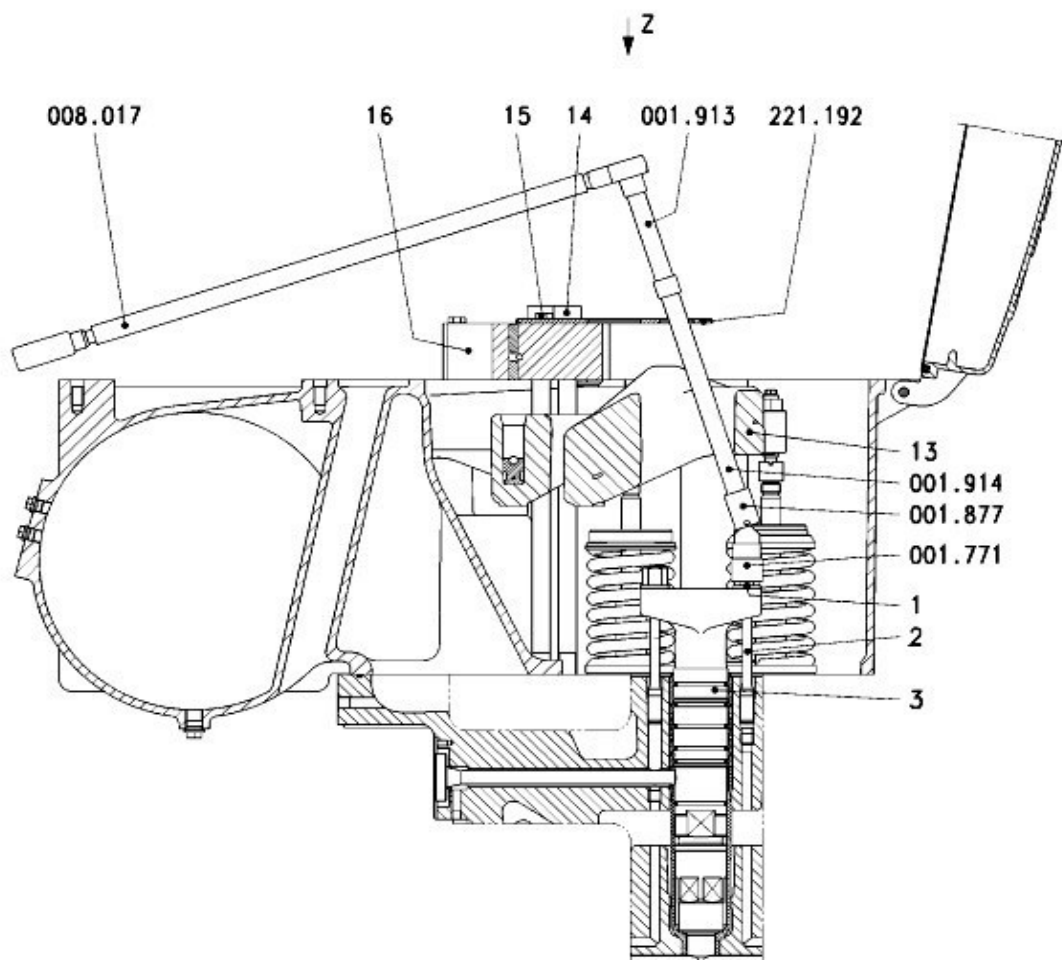


Рисунок 3.1 - Розкручування / затягування шестигранної гайки на стороні вихлопу - показано затягування шестигранної гайки: 1 - шестигранна гайка; 2 – шпилька; 3 - упорний фланець; 4, 11, 21 - О-подібне кільце ущільнення; 5 – втулка; 6 - головка циліндра; 7 - різбовий елемент; 8 - ущільнююче кільце; 9 – паливна форсунка; 10 – вставка; 12 – штифт; 13 – коромисло; 14 - гвинтовий шестигранний болт; 15 - шестигранник М16х30; 16 - кронштейн рукоятки; А – болтова відстань; В – сідло клапана

Інв.№ подл.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ

Арк

70

Нахилити (див. рис 3.1) опорну плиту 221.192 через гвинтовий шестигранний болт 14 із кронштейном та закріпити його для кріплення кронштейна рукоятки 16 за допомогою шестигранного болта 15.

Відкрутити і видалити шестигранну гайку 1 з боку розміщення випускної системи (рис 3.1). Після чого потрібно видалити інструменти.

Відкрутити шестигранну гайку 1 з керуючого боку (рис. 3.1).

Зняти трубу для подачі палива.

Закріпити (рис. 3.2) опорний пристрій у корпусі рукоятки ручки 17 на засіб із шестигранним затвором 18. Відкрутити (рис. 3.2) різьбову частину 7, відкрутити і вийняти її з циліндра головки 6.

Гвинтовий екстрактор 221.128 вставити в упорний фланець 3 (див. рис. 3.3 / I). Зняти упорний фланець 3 і демонтувати його (див. рис. 3.3 / II). Для забезпечення достатнього вільного руху по відношенню до рукоятки 13 під час зняття тяги фланця, повернути тягу фланця трохи в останній третині процесу видалення і тримати під кутом. Наприкінці потрібно переконатися, що шпильки 2 не пошкоджені під час видалення.

Закрутити шпindel із різьбою 221.179-2 на посадочний клапан подачі палива 9 (рис. 3.4 / I). Розмістити витяжну втулку 221.179-1 на втулку 5. Положення для витягування муфти повинно бути таким, щоб воно було зафіксоване у положенні за допомогою шпильки 2 на контрольній стороні. Протягнути шарикопідшипник 221.179-5 на різьбовому поперечному дроті шпінделя і вставити в витягувальний рукав. Потрібно переконатися, що вставлено шарикопідшипник з глибокою канавкою правильно (рис. 3.4).

Розмістити елемент 221.179-6 на витягувальній втулці. Накрутити гвинт із шестигранною гайкою 19 на різьбовий шпindel. Відкрутити шлангову гайку 19 та обережно витягнути його (рис. 3.4 / II). Необхідно використовувати прилад / інструмент 221.179 для видалення форсунки. Для цього гвинтову кільцеву гайку 000.192 встановлюють на різьбовий шпindel (рис. 3.5). Для цього закріплюють канат 20 до кільцевої гайки за допомогою дужки 002.454 та прикріплюють його до підйомного снаряження.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата					
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ				
					Арк				
					71				

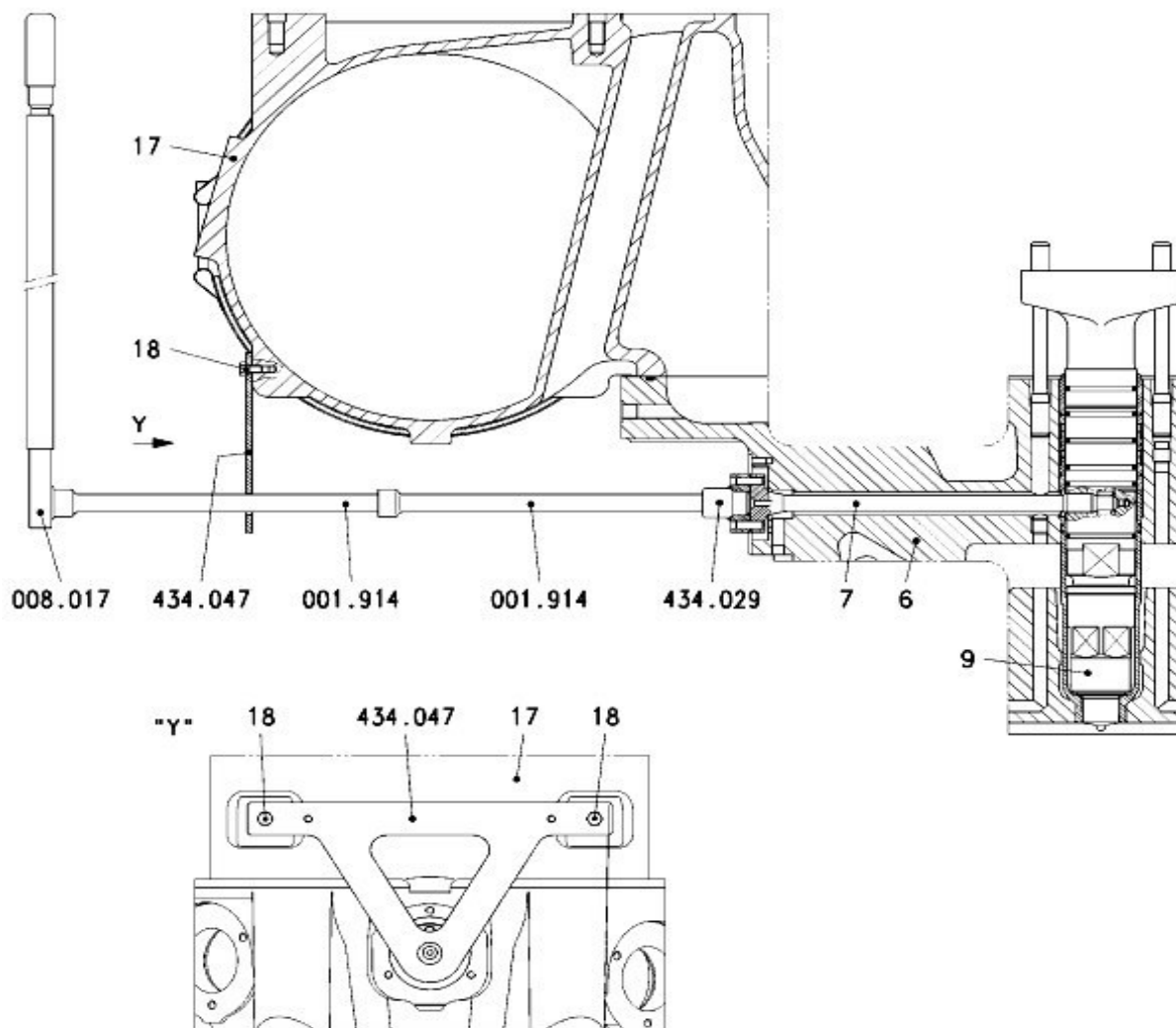


Рисунок 3.2 – Розкручування / затягування шестигранної гайки - показано затягування гайки: 6 - головка циліндра; 7 - різбовий елемент; 9 – паливна форсунка; 17 - кожух рукоятки; 18 - шестиграний болт М10х20

Після цього обережно знімають паливну форсунку 9 суднового дизеля MAN B&W 8L 58 / 64 (рис. 3.3 і 3.4) з головки циліндрів 6 та встановлюють її на паливному стенді.

Для забезпечення достатнього вільного руху по відношенню до рукоятки 13 під час зняття паливної форсунки, включити введення палива в форсунку трохи в останній третині процесу видалення і утримувати під кутом. Під час виймання слід також усунути ущільнювальне кільце 8 шпильки 2 повинні бути не пошкоджені.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ

Арк

72

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

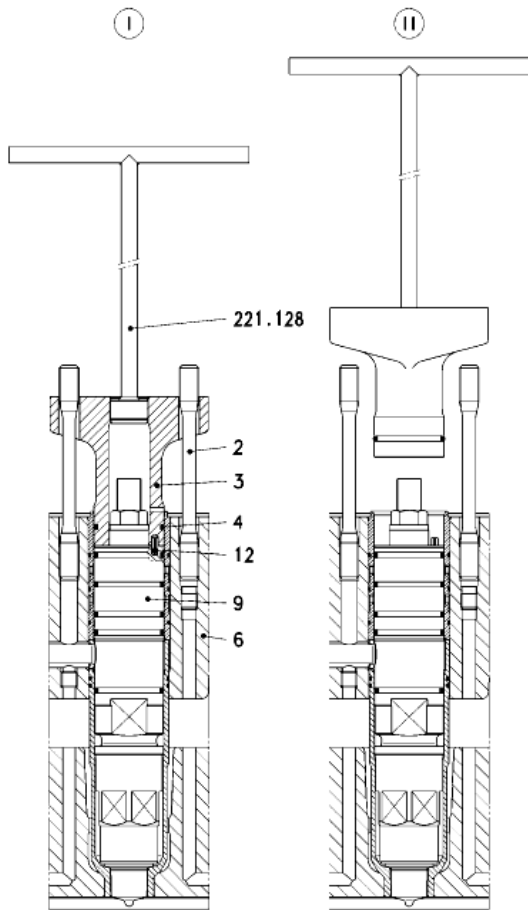


Рисунок 3.3 - Зняття / встановлення тяги фланця: 2 – шпилька; 3 - упорний фланець; 4 - О-подібне кільце ущільнення; 6 - головка циліндра; 9 – паливна форсунка; 12 – штифт; I-II - робочі кроки

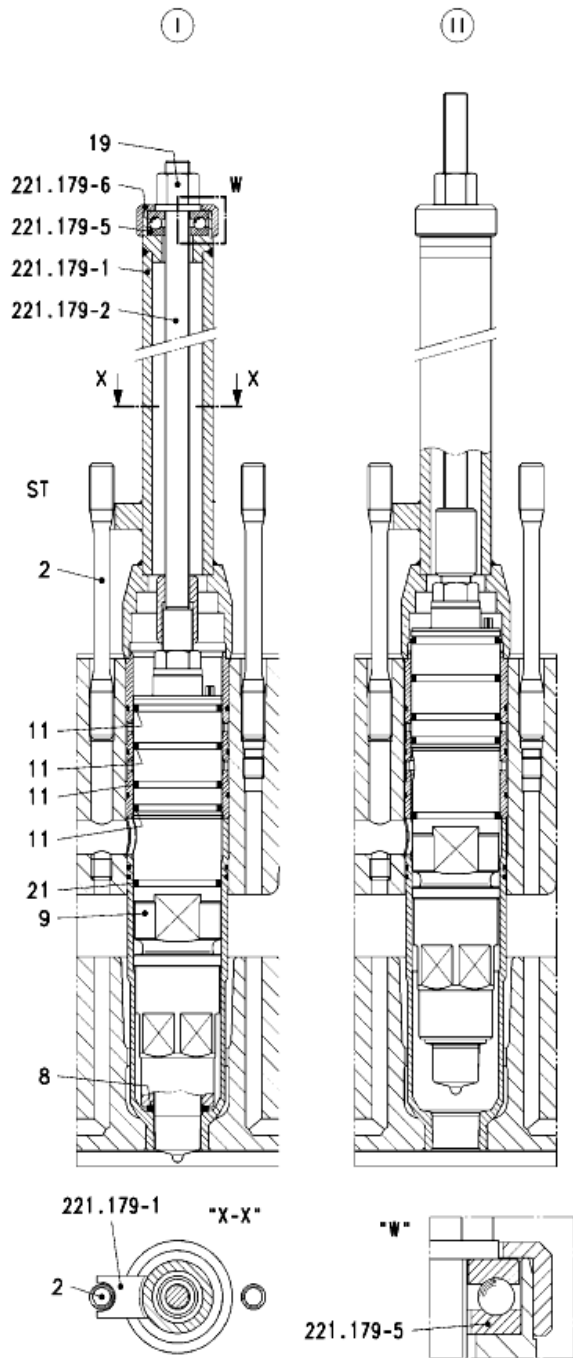


Рисунок 3.4 - Видалення паливної форсунки: 2 – шпилька; 8 - ущільнююче кільце; 9 – паливна форсунка; 11, 21 – О-подібне кільце ущільнення; 19 - шестигранник М24; ST - контрольна сторона; I-II - робочі кроки

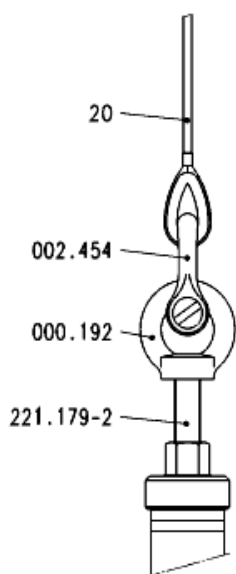


Рисунок 3.5 –
Видалення паливної
форсунки:
20 - канат

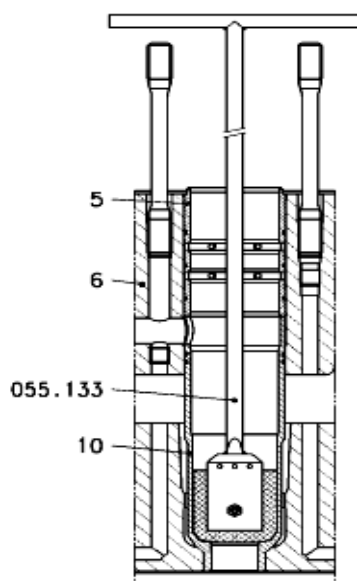


Рисунок 3.6 –
Очищення отвору в
розташуванні головки
циліндра:
5 – втулка;
6 - головка циліндра;
10 – вставка

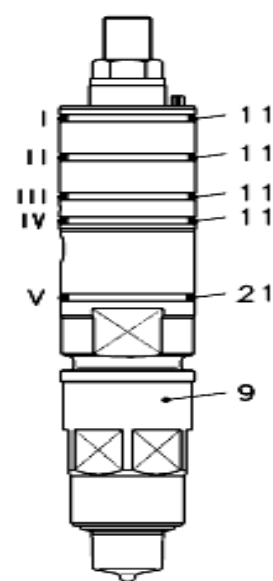


Рисунок 3.7 -
Ущільнювач кільця /
кільцевий паз:
9 - форсунка;
11, 21 - О-подібне кільце
ущільнення;
I-V – Кільцеві пази

Очищуємо отвір (рис. 3.6) для встановлення форсунки за допомогою інструмента для чищення 055.133. Під час чищення, потрібно переконатись, що продукти очищення не падають в камеру згорання.

Перевіряємо кріплення клапана В, при необхідності його очищують змиванням (див. рис. 3.6 – 3.7).

Відкриваємо кришки на головці циліндрів 6. Знімають прилад / інструмент 221.179 з двигуна. Зі знятою паливної форсунки знімаємо ущільнююче кільце 8, 4, 11 і 21 та зачиняємо клапан 9 для подачі палива назовні.

Інв.№ подл.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ					Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						74

3.2 Розробка заходів щодо ремонту елементів системи паливоподачі. Очищення розпилювачів паливної форсунки

Особливості очищення розпилювача паливної форсунки полягають в наступному виконанні послідовних операцій:

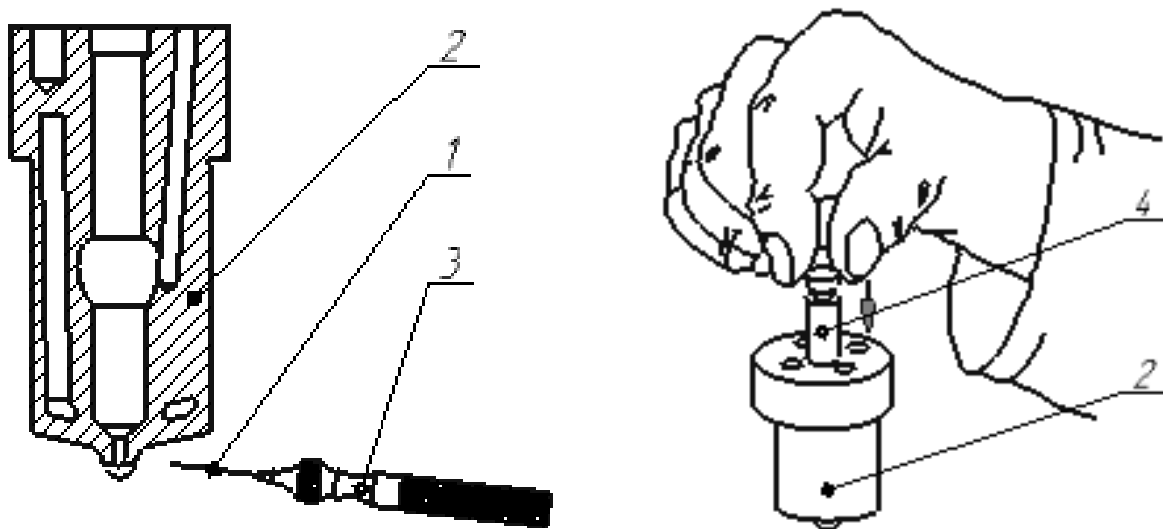


Рисунок 3.8 - Особливості очищення розпилювача паливної форсунки:

1 - дрiт для очищення сопел розпилювача; 2 - корпус розпилювача;
3 - оснащення: 002.701 - патрон, комплектація Standard; 4 - голка розпилювача

Для очищення отворів сопла потрібно затиснути відповідний чистячий дрiт 1 у патрон 3 і пропустити його через отвори сопла

Перевірити всі компоненти, особливо ущільнювальні, на предмет пошкодження / слідів зносу. Важливо! Місця та ділянки приєднання не повинні бути перероблені вручну або взагалі перероблені, оскільки неможливо досягти необхідної точності елементів паливної апаратури.

Перевірити, чи можна легко переміщувати голку сопла в соплі тіла розпилювача, без помітного опору.

Перевірити корпус сопла розпилювача на наявність слідів корозії. Це може бути макс. 2,5 мм глибиною. Перевірити температуру охолодження на

Інв.№ подл.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ				
				Арк
				75

виході сопла розпилювача; при необхідності допускається збільшити її до макс. 90 С.

Прочитайте специфікацію сопла розпилювача на шийці корпусу сопла і порівняйте її з необхідною специфікацією.

Для оригінальної специфікації, будь ласка, зверніться до документів і записів про прийняття двигуна.

Замінити пошкоджені деталі. Завжди замінювати голки сопла та корпус сопла. При необхідності їх регенерують за адресою MAN B&W Diesel AG, Аугсбург або Гамбург. Інші організації не мають дозволу на виконання цієї роботи. Важливо! Регеновані елементи сопла позначені RA або RH і дата регенерації. Повторна регенерація можлива лише у випадку відсутності елементів насадки розпилювача для встановлення у посадочні поверхні.

Інв. №	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	Підп. і дата
ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ				
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Нормативно-правова та законодавча база охорони праці на суднах

Закон України «Про охорону праці» визначає основні положення щодо реалізації права громадян на захист їхнього життя та здоров'я під час трудової діяльності. Цей закон регулює взаємодію між керівниками підприємств, уповноваженими органами та працівниками з питань безпеки праці, гігієни та умов виробництва, а також встановлює єдині вимоги до охорони праці в Україні. До нормативно-технічної бази, що регулює охорону праці на морських суднах, відносяться спеціально розроблені документи, зокрема: Правила технічної експлуатації суднових енергоустановок, Правила експлуатації суднових електроустановок, Правила безпечної експлуатації парових і водогрійних котлів та судин під тиском, Правила конструкції та експлуатації суднових двигунів внутрішнього згорання, а також правила безпеки при експлуатації тепломеханічного та електричного обладнання судна. Основними джерелами права, які регулюють охорону праці на морському транспорті в Україні, є національне законодавство, зокрема, Закон «Про охорону праці» та Кодекс законів про працю. Крім того, важливе значення мають підзаконні акти та міжнародні норми. До таких актів належать: Конвенція ІМО, Міжнародна конвенція з охорони людського життя на морі (SOLAS-74/78), прийнята Україною 25 травня 1980 року; Міжнародна конвенція про підготовку моряків і несення вахти (STCW-95); Міжнародний кодекс з управління безпечною експлуатацією суден та запобіганням забрудненню (ISM Code), прийнятий на конференції ІМО в 1994 році; Конвенція MARPOL 73/78, що регулює запобігання забрудненню морського

Інв. № подп.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	експлуатації суднових електроустановок, Правила безпечної експлуатації парових і водогрійних котлів та судин під тиском, Правила конструкції та експлуатації суднових двигунів внутрішнього згорання, а також правила безпеки при експлуатації тепломеханічного та електричного обладнання судна. Основними джерелами права, які регулюють охорону праці на морському транспорті в Україні, є національне законодавство, зокрема, Закон «Про охорону праці» та Кодекс законів про працю. Крім того, важливе значення мають підзаконні акти та міжнародні норми. До таких актів належать: Конвенція ІМО, Міжнародна конвенція з охорони людського життя на морі (SOLAS-74/78), прийнята Україною 25 травня 1980 року; Міжнародна конвенція про підготовку моряків і несення вахти (STCW-95); Міжнародний кодекс з управління безпечною експлуатацією суден та запобіганням забрудненню (ISM Code), прийнятий на конференції ІМО в 1994 році; Конвенція MARPOL 73/78, що регулює запобігання забрудненню морського	
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ	Арк
						77

середовища суднами; а також Міжнародні правила попередження зіткнень суден у морі (COLREG-72).

4.2 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів у машинному відділенні

На людину в процесі його діяльності можуть впливати різні небезпечні й шкідливі фактори (табл. 4.1). До них відносяться: фізичні фактори (мікроклімат, температура поверхонь виробничого устаткування, 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 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. Для дотримання умов мікроклімату передбачені системи вентиляції й опалення. Сприятливими для роботи є умови при відносній вологості в 40...60 % і температурі 18...22 °С. У робочих умовах, однією з найважливіших умов є освітленість робочого місця, нормованим значенням освітленості вважається освітленість в 200 лк. Відповідно до вимог ДСТУ 12.2.032-78, ДСТУ 12.2.033-78 робоче місце повинне забезпечувати максимально можливу зручність проведення робіт у положенні сидячи й стоячи. Кут зору для охоплення інформаційного поля повинен бути не більше 120°. Робоча зона повинна бути не менш 1 м.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ

Арк	78
-----	----

Таблиця 4.1 – Потенційні небезпеки й шкідливі фактори на судні

Види потенційно можливих небезпечних і шкідливих виробничих факторів	Наявність факторів
1. Фізичні виробничі фактори:	
1.1. Шкідливі:	
– шум;	+
– вібрація;	+
– підвищене виділення тепла;	+
– підвищена вологість;	+
– наявність електромагнітних полів;	+
– наявність електростатичних полів;	-
– підвищена загазованість.	-
1.2. Небезпечні:	
– небезпека вибуху;	-
– небезпека виникнення пожежі;	+
– небезпека ураження електрострумом;	+
– відкрито рухаються й обертаються частини машин.	+
2. Хімічні виробничі фактори:	
2.1. Шкідливі:	
Види потенційно можливих небезпечних і шкідливих виробничих факторів	Наявність факторів
– токсичні речовини: пари ртуті, пари свинцю і його сполук та ін.;	-
– подразнюючі речовини: пральні засоби, кислоти, луги, розчинники, кислі гази.	+
2.2. Небезпечні:	
– канцерогенні речовини.	+
3. Біологічні виробничі фактори:	
3.1. Небезпечні:	
- мікроби, віруси, бактерії.	-
3.2. Шкідливі:	

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ

Арк

79

Продовження таблиці 4.1

- комахи;	-
- гриби, найпростіші;	-
- інші мікроорганізми.	-
4. Психофізіологічні шкідливі виробничі фактори:	
- малорухомість роботи,	+
- фізична втома,	+
- нервові напруження	+
- напруга аналізаторів – зорового, слухового, тактильного,	+
- напруга рук, ніг, спини.	+

4.3 Протипожежні заходи

Забезпечення пожежної безпеки виробничих об'єктів здійснюється за допомогою системи запобігання пожежі, системи протипожежного захисту й організаційно-технічних заходів.

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.

4.3.1 Система водяного пожежогасіння

Система, призначена для гасіння пожеж компактними або розпиленними струменями води, складається з стаціонарних пожежних насосів, приводів керування арматурами, контрольно-вимірювальних приладів, трубопроводів, пожежних ріжків, рукавів з швидкозмикаючимися сполучними голівками й

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата						
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ					Арк
										80

стовбурами. Вода з пожежної магістралі може використовуватися також для систем пінного пожежогасіння й автоматично діючої спринклерної системи.

Пожежним насосом, якщо резервний перебуває в постійній готовності, можна подавати забортну воду для зрошення трапів і виходів з машинно-котельних відділень, заповнення й осушення баластових цистерн і кофердамів, для миття судових надбудов і палуб, якірних ланцюгів і ключів.

Забороняється використання систем пожежогасіння для осушення відсіків, у яких зберігалися нафтопродукти або залишки будь-яких горючих рідин.

Суднова система водогасіння обслуговується двома й більше стаціонарними відцентровими насосами, що працюють паралельн. На великих судах установлюється також стаціонарний аварійний пожежний насос, що має дизельний привід із запасом палива на 10 год роботи. На танкерах пуск аварійного пожежного насоса здійснюється з місця його розташування й дистанційно, з відкритої палуби. Основні стаціонарні насоси розташовуються в машинному відділенні судна й приводяться в дію від незалежних приводів вручну й дистанційно. Аварійні насоси розташовують в окремому ізольованому від МКВ приміщенні. Ці насоси, постачені пристроєм для самоусмоктування, включаються в роботу при виході з ладу основних.

Подача аварійного насоса повинна забезпечити дію двох судових пожежних стовбурів з найбільшим діаметром подачі:

$$Q=k \cdot m^2,$$

де k – коефіцієнт, рівний 0,008...0,016, залежить від призначення й терміну служби судна;

Сумарну подачу стаціонарних пожежних насосів можна визначити по наступній формулі морського Регістра, (м³/год):

$$m = 1,68 \sqrt{L(B + H)} + 25 = 1,68 \sqrt{142,95(18,94 + 11,95)} + 25 = 136,64 \text{ м}^3 / \text{год},$$

де L, B, H – основні розміри корпусу судна, м.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ

ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ	Арк 81
---	---

Згідно з вимогами морського Регістру, кількість вуглекислоти для гасіння пожежі на судні визначається на основі потреби у захисті найбільшого по об'єму приміщення:

де φ – безрозмірний коефіцієнт, рівний 0,3...0,4;

Більше значення ф вибирається для відповідних приміщень, що представляють найбільшу пожежну небезпеку. Вуглекислота застосовується саме для гасіння пожеж у машинних, котельних і насосних відділеннях, вантажних трюмах і танках, паливних цистернах, картерах головних двигунів, глушителях, димоходах котлів.

Застосування вуглекислого газу особливо ефективно при гасінні палаючого електричного й електронного встаткування, засобів навігації й зв'язку, а також коштовних вантажів (точних механізмів, творів мистецтва та ін.).

Забороняється використовувати вуглекислий газ у житлових, суспільних і службових приміщеннях, розмішених у надбудовах. Неефективний він і при гасінні палаючих волокнистих, пірофорних речовин (бавовни, джуту, вугілля, сажі й ін.), а також горючих металів (калію, натрію, магнію, цирконію).

Для ліквідації місцевих вогнищ пожеж застосовуються вуглекислотні вогнегасники. Для гасіння пожеж у картерах двигунів внутрішнього згорання й в окремих пожежонебезпечних приміщеннях застосовуються автономні вуглекислотні установки, що складаються з невеликого числа балонів з

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
представляють найбільшу пожежну небезпеку. Вуглекислота застосовується саме для гасіння пожеж у машинних, котельних і насосних відділеннях, вантажних трюмах і танках, паливних цистернах, картерах головних двигунів, глушителях, димоходах котлів. Застосування вуглекислого газу особливо ефективно при гасінні палаючого електричного й електронного встаткування, засобів навігації й зв'язку, а також коштовних вантажів (точних механізмів, творів мистецтва та ін.). Забороняється використовувати вуглекислий газ у житлових, суспільних і службових приміщеннях, розмішених у надбудовах. Неефективний він і при гасінні палаючих волокнистих, пірофорних речовин (бавовни, джуту, вугілля, сажі й ін.), а також горючих металів (калію, натрію, магнію, цирконію). Для ліквідації місцевих вогнищ пожеж застосовуються вуглекислотні вогнегасники. Для гасіння пожеж у картерах двигунів внутрішнього згорання й в окремих пожежонебезпечних приміщеннях застосовуються автономні вуглекислотні установки, що складаються з невеликого числа балонів з				
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ				Арк 83

вуглекислотою й відповідним устаткуванням. Звичайно вони розташовуються на судні в місцях, наближених до ймовірних вогнищ пожеж.

4.4 Забезпечення вентиляції у машинно-котельному відділенні

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

Кратність повітрообміну n показує, скільки разів переміняється повітря в приміщенні за одну годину і визначається за рівнянням:

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

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

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

Подача повітря розраховується за виразом:

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

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

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

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

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

Кількість тепла, що потрапляє до машинного відділення від головного двигуна розраховуємо за виразом:

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата					
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ				
					Арк				
					84				

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

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

N_e – ефективна потужність дизеля, кВт, $N_e = 6000$ кВт;

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

g_e – питома витрата палива, кг/(кВт·год), $g_e = 0,181$ кг/(кВт·год).

Тоді:

$$Q_T = 0,02 \cdot 42500 \cdot 6000 \cdot 0,181 = 923\,100 \text{ кДж/год.}$$

Кількість витяжного повітря з МО підраховується як різниця приточного повітря й повітря, споживане працюючими головними двигунами (якщо двигуни забирають повітря з МВ):

$$L_B' = L_B - L_D, \text{ м}^3 / \text{год} \quad (4.4)$$

Кількість повітря, споживаного двигунами:

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

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

$$\text{Тоді } L_D = 14,6 \cdot 0,181 \cdot 2,4 \cdot 6000 = 38053 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Підставляємо отримані значення в (4.2), проводимо розрахунок:

$$L_{\text{літо}} = Q_{\text{заг}} / (c \cdot \gamma \cdot \Delta T) = 923\,100 / (1,01 \cdot 1,3 \cdot 12) \approx 58587 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата					
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ				
					Арк				
					85				

$$L_{\text{зима}} = Q_{\text{заг}} / (c \cdot \gamma \cdot \Delta T) = 923\,100 / (1,01 \cdot 1,3 \cdot 27) \approx 26038 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Підставляємо отримані значення до (4.4), та проводимо розрахунок:

- для літа $L'_6 = 58587 - 38053 = 20534 \text{ м}^3/\text{год.}$;
- для зими $L'_6 = 26038 - 38053 = -12014 \text{ м}^3/\text{год.}$

Згідно з (4.1) розрахункова кратність вентиляції машинного відділення становить для літа

$$n_{\text{літо}} = L_{\text{літо}} / V = 58587 / 19000 \approx 3,1 \text{ год}^{-1}.$$

На судні встановлено систему венитляції машинного відділення, що забезпечує кратність вентиляції не менше 8-ми.

Системи вентиляції на суднах можуть бути організовані за автономним або груповим принципом. У першому випадку кожне приміщення має окрему систему вентиляції, що працює незалежно від інших. У разі групової вентиляції приміщення об'єднуються в групи, що обслуговуються однією системою. Наприклад, загальносуднова вентиляція призначена для обслуговування великої групи приміщень, таких як житлові, службові, побутові та медичні. Окрім цього, на суднах існують автономні вентиляційні системи для специфічних приміщень, таких як машинно-котельні відділення та вантажні трюми.

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

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата						
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ					Арк
										86

ВИСНОВКИ

Основною метою виконаного дипломного проекту є розгляд особливостей конструкції, використання, технічного обслуговування і ремонту системи паливоподачі головного двигуна MAN B&W 8L 58 / 64 судна «OOCL RAUMA».

Для забезпечення цієї мети розглянуто особливості судна та його енергетичної установки, а також виконаний його тепловий розрахунок. Розглянуті особливості конструкції і виконаний розрахунок системи паливоподачі, технічного обслуговування та проведено тепловий розрахунок двигуна і розрахунок елементів системи впорскування. Згідно з інструкцією виробника головного двигуна складено технологічну інструкцію щодо технічного обслуговування і ремонту елементів системи паливоподачі. Визначені найбільш небезпечні та шкідливі фактори з охорони праці, а також шляхи їх усунення та мінімізації.

Таким чином, завдання, поставлені в дипломній роботі, можна вважати виконаними.

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата
ВИКОНАНИМИ.				
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ				
Арк				
87				

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. <https://www.marinetraffic.com/ru/ais/details/ships/shipid:270219/mmsi:246650000/vessel:OOCL%20RAUMA>.
2. L 58/64 Technical Documentation Engine Working Instructions. MAN B&W Diesel AG. – 2003 - 551 с.
3. Пахомов Ю.А. Топливо и топливные системы судовых дизелей / Ю.А. Пахомов, Ю.П. Коробков, Е.В. Дмитриевский, Г.Л. Васильев/ – М.: РКонсульт, 2004. – 494 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / Алексеев В.П., Воронин В.Ф., Грехов Л.В. и др. М.: Машиностроение, 1990. – 289 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для втузов по специальности Двигатели внутреннего сгорания / Вырубов Д.Н., Иващенко Н.А., Ивин В.И. и др.; Под ред. Орлина А.С., Круглова М.Г. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
6. Самсонов В.И., Худов Н.Н., Мирющенко А.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. М.: – Транспорт. – 1981.
7. Дизели. Справочник. Издание 3-е переработанное и дополненное. Под ред. В. А. Ваншейдта, Н. Н. Иванченко, Л. К. Коллерова – Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1977. – 479 с.
8. Вознирцкий И.В. Современные судовые среднеоборотные двигатели. Санкт-Петербург: изд. ГМА им. адм. С. О. Макарова. 2006. – 142 с.
9. Гаврилов В.С., Камкин С.В., Шмелев В.П. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок. Учебное пособие для вузов. Изд. 3-е, перераб. и доп. М.: Транспорт, 1985. – 288 с.
10. Белоусов Е.В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Тепловой, кинематический, динамический и прочностной расчет ДВС. Методическое пособие к выполнению курсового проекта. Херсон: изд. ХГМИ – 2008. – 138 с.

Інв.№ подл.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ					Арк	
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						88	

11. Возницкий И.В., Иванов Л.А. Предотвращение аварий судовых двигателей внутреннего сгорания. М.: Транспорт, 1971. – 190 с.

12. Гаврилов В.С., Камкин С.В., Шмелев В.П. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок. Учебное пособие для вузов. Изд. 3-е, перераб. и доп. М.: Транспорт, 1985. – 288 с.

13. Кахте И.О., Ковтур Р.И., Новиков Г.Н. Охрана труда на морском транспорте. – М.: Транспорт, 1975. – 263 с.

14. Юдицкий Ф.П. Защита окружающей среды при эксплуатации судов.- Л.: Судостроение, 1978. – 85 с.

15. Безуглова І.В., Стовба Т.А., Настасенко В.О. Методичні рекомендації до виконання економічного розділу дипломної роботи освітньо-кваліфікаційного рівня «магістр» за спеціальністю 7.07010402 «Експлуатація судових енергетичних установок». Херсон: вид. ХДМА. – 2017. – 15 с.

16. Фомин Ю.Я. Топливная аппаратура дизелей: Справочник / Ю.Я. Фомин, Г.В. Никонов, В.Г. Ивановский. — М.: Машиностроение, 1982.— 168 с.

17. Теория двигателей внутреннего сгорания/П.Х. Дьяченко, А.К. Костин, Б.П. Пугачев и др Л Машиностроение, 1974 551 с.

18. Карпов Л.Н. Надежность и качество судовых дизелей Л Судостроение, 1975 231 с.

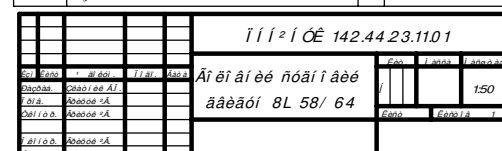
19. <https://zeppelinps.ru/oborudovanie/sudovye-dvigateli/propulsivnye-dvigateli-caterpillar/3508c-1165/>

20. Филиппов А.З. Токсичность отработавших газов тепловых двигателей. – Киев; Вища школа, 1990. – 160 с.

21. Гладков С.А., Лерман Е.Ю. Создание малотоксичных дизелей морских судов. – Л.: Судостроение, 1990. – 180 с.

22. Панчишный В.И. Нейтрализация оксидов азота в отработавших газах дизелей // Двигателестроение. – 2005. – № 2 (220). – С. 35-42.

Інв.№ подл.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата						
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 142.44.23.11.ПЗ					Арк
										89



ඒෂුරෙහි ධුරුණේ ස්වරූප, ෨෮.	8
ආශ්වා ස්වරූප රූපයේ ස්වරූප, ෧෧	580
ඌරු විවරණය, ෧෧	640
ආශ්වා විවරණයේ ස්වරූපයේ ස්වරූප, ෧෧	428
ඌරු විවරණයේ ස්වරූපයේ ස්වරූප, ෧෧	11200
ඌරු විවරණයේ ස්වරූපයේ ස්වරූපයේ ස්වරූප, ෧෧/ (ඌරු - ස්වරූපය)	0,186

