

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

_____ 2023 р.
« ____ » _____

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення ефективності експлуатації головного двигуна MAN B&W 8L 58/64 контейнеровозу «Stadt-Jena» за рахунок модернізації системи подачі палива високого тиску

Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-22з

_____ ***Ткачук Д.В.***
(підпис)

Керівник роботи:

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

_____ ***Грицук І.В.***
(підпис)

Первомайськ - 2023 р.

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

Факультет - Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

Спеціальність 131 – «Прикладна механіка»

Освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

(підпис)

« ____ » _____ 2023 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

Студенту Ткачуку Дмитру Віталійовичу

1. Тема роботи: «Підвищення ефективності експлуатації головного двигуна MAN B&W 8L 58/64 контейнеровозу «Stadt-Jena» за рахунок модернізації системи подачі палива високого тиску».

Керівник роботи Грицук І.В.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 11.09.2023 року за № 49.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 20.11.2023 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип – головний двигун MAN B&W 8L 58/64 контейнеровозу «Stadt-Jena».

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

Вступ. 1. Загальна характеристика судна і його енергетичної установки. 2. Аналіз сучасних тенденцій розвитку конструкцій паливних систем судових дизелів та вибір напрямку модернізації двигуна судна прототипу. 3. Обґрунтування доцільності модернізації системи паливopocтачання головного двигуна. 4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Загальне розташування механізмів у машинно-котельному відділенні судна. 2. Головний судовий двигун 8L 58/64 (поперечний переріз). 3. Система живлення двигуна 8L 58/64. 4. Система паливopocдачі двигуна 8L 58/64. 5. Форсунка судового дизеля 8L 58/64. 6. Розрахункова діаграма робочого процесу в координатах $p\varphi$

6. Консультанти роботи

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

7. Дата видачі завдання «11»вересня 2023 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ. Підготовка та проробка літературних джерел	18.09.2023	
2	Написання першого розділу	02.10.2023	
3	Написання другого розділу	16.10.2023	
4	Виконання розрахунків та написання третього розділу	30.10.2023	
5	Підготовка і написання розділу охорони праці і безпеки в надзвичайних ситуаціях	06.11.2023	
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі. Оформлення кваліфікаційної роботи	13.11.2023	

Студент _____
(підпис)

Ткачук Д.В.

Керівник
роботи _____
(підпис)

Грицук І.В.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
--------------	----------

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА І ЙОГО ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ	7
--	----------

1.1 Загальні відомості про судно	7
1.2 Основні розмірення судна	10
1.3 Морехідні якості судна	10
1.4 Суднові системи і суднові пристрої	11
1.5 Характеристика основних елементів суднової енергетичної установки	15
1.6 Аналіз параметрів суднової енергетичної установки судна	22

РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ТЕНДЕНЦІЙ РОЗВИТКУ КОНСТРУКЦІЙ ПАЛИВНИХ СИСТЕМ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ ТА ВИБІР НАПРЯМУ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДВИГУНА СУДНА ПРОТОТИПУ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ	29
---	-----------

2.1 Конструктивні особливості паливної системи суднового двигуна MAN B & W марки L 58/64	29
2.2 Аналіз особливостей систем паливоподачі	34
2.3. Аналіз конструкцій паливних насосів із золотниковим регулюванням	42
2.4 Вибір напрямку модернізації двигуна	46

РОЗДІЛ 3. ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ МОДЕРНІЗАЦІЇ СИСТЕМИ ПАЛИВОПОСТАЧАННЯ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА	52
--	-----------

3.1 Розрахунок дизеля MAN B&W Diesel 8L 58/64	53
3.2 Процес впуску	57
3.3 Процес стискування	62
3.4 Процес згоряння	63

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Пояснювальна записка			Літ.	Арк.	Аркуші
Розробив	Ткачук Д.В.									
Перевірів	Грицук І.В.									
Н. контр.	Грицук І.В.									
Затвердив	Нестеренко							61-ТЕМ _{маг} -23		

3.5	Процес розширення	66
3.6	Процес випуску	67
3.7	Індикаторні показники циклу	68
3.8	Ефективні показники двигуна	69
3.9	Уточнення вихідних параметрів дизеля за результатами розрахунку робочого процесу	71
3.10	Побудова індикаторної діаграми	72
3.11	Порівняння параметрів базового двигуна	77
3.12	Висновок про результати модернізації	79
3.13	Особливості технічне обслуговування паливної форсунки для проведення модернізації у відвідності до проведеного розрахунку	79
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ		88
4.1	Охорона праці	88
4.2	Безпека в надзвичайних ситуаціях	95
ВИСНОВКИ		106
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ		107
ДОДАТКИ		109

1. Загальне розташування механізмів у машинно-котельному відділенні судна.
2. Головний судовий двигун 8L 58/64 (поперечний переріз).
3. Система живлення двигуна 8L 58/64.
4. Система паливоподачі двигуна 8L 58/64.
5. Форсунка судового дизеля 8L 58/64
6. Розрахункова діаграма робочого процесу в координатах $p\varphi$

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата						Арк
										4
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					

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 судах, збудованих протягом останніх десяти років, наприклад на контейнеровозі «STADT-JENA», взятому у якості прототипу у даному дипломному проекті.

За умови нормального повітропостачання енергетичні й економічні показники дизеля, надійність, стабільність роботи на маневрах й інших експлуатаційних якостях практично повністю визначаються досконалістю процесу паливопостачання. Останній у свою чергу залежить від того, наскільки глибоко пророблена конструкція елементів паливоупорскувальних апаратів і доведені (на заводському стенді) процеси, що визначають якість наповнення ПНВТ, динаміку подачі палива від ПНВТ до форсунки й, нарешті, розпилювання палива форсункою.

Паливні апаратури є одним з найважливіших вузлів дизеля. У порівнянні з іншими вузлами сучасних і перспективних форсованих суднових дизелів ПА перетерпіла найбільше конструктивних змін у зв'язку зі збільшенням циклових подач, застосуванням важких сортів палив, збільшенням динамічних і кавітаційних навантажень, оптимізацією паливорозподілення й т.і. 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.

Інв. № подп.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	
апаратів і доведені (на заводському стенді) процеси, що визначають якість наповнення ПНВТ, динаміку подачі палива від ПНВТ до форсунки й, нарешті, розпилювання палива форсункою. Паливні апаратури є одним з найважливіших вузлів дизеля. У порівнянні з іншими вузлами сучасних і перспективних форсованих суднових дизелів ПА перетерпіла найбільше конструктивних змін у зв'язку зі збільшенням циклових подач, застосуванням важких сортів палив, збільшенням динамічних і кавітаційних навантажень, оптимізацією паливорозподілення й т.і. 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.					
Інв. №	Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
<i>ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ</i>					Арк 5

Мета дипломного проекту: розробити комплекс заходів для підвищення ефективності експлуатації головного двигуна MAN B&W 8L 58/64 контейнеровозу «STADT-JENA» шляхом модернізації системи живлення.

Задачі що вирішуються у дипломному проекті:

1. Аналіз стану проблеми подальшого розвитку сучасних суднових двигунів, і зокрема двигунів серії 8L 58/64, фірми MAN B&W.
2. Проведення комплексного аналізу для вибору найбільш ефективних методів удосконалення системи живлення.
3. Розроблення технічних рішень та розрахункова перевірка їх ефективності, визначення шляхів втілення запропонованих рішень.
4. Оцінка запропонованих рекомендацій та технічних рішень, розробка заходів щодо техніки безпеки при виконанні робіт та екологічної безпеки судна.

Об'єкт дослідження - головний судновий двигун - MAN B&W 8L 58/64 контейнеровозу «STADT-JENA» в процесі модернізації системи живлення.

Апробація результатів дослідження – автор прийняв участь в Міжнародній науково-практичній конференції "Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців", яка проводилася Харківським національним автомобільно-дорожнім університетом (м. Харків) 23-25 жовтня 2023 р. з доповіддю «Особливості реалізації задачі підвищення оперативної готовності енергетичної установки портового буксиру шляхом удосконалення його теплової підготовки» [19].

Інв.№ подп.	Підп. і дата				Взам. інв.№	Інв. № дубл.				Підп. і дата
					Міжнародній науково-практичній конференції "Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців", яка проводилася Харківським національним автомобільно-дорожнім університетом (м. Харків) 23-25 жовтня 2023 р. з доповіддю «Особливості реалізації задачі підвищення оперативної готовності енергетичної установки портового буксиру шляхом удосконалення його теплової підготовки» [19].					
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
										6

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА І ЙОГО ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

1.1 Загальні відомості про судно

1.1.1 Тип судна

Судно «STADT JENA» (IMO Number - 9395056), що було взяте у якості прототипу у даному дипломному проєкті, пристосоване для перевезення контейнерів.

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, GL + 100 A5 E
Контейнеровоз NAV-O, IW, BWM-F, SOLAS II-2, reg.19 + MC E AUT.

Власник: Thien & Heyenga. Побудоване на суднобудівному заводі Zhejiang Ouhua, Китай та здано в експлуатацію власнику в липні 2007 року. Загальний вигляд судна наведено на рис. 1.1, а основні характеристики в табл. 1.1.

1.1.2 Призначення судна

Судно «STADT JENA» спеціально призначене для перевезення вантажів в контейнерах. Конструкція трюмів контейнеровоза передбачена для перевезення стандартних 20 або 40 футових контейнерів. У трюмах мають

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	
					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, GL + 100 A5 E Контейнеровоз NAV-O, IW, BWM-F, SOLAS II-2, reg.19 + MC E AUT. Власник: Thien & Heuyenga. Побудоване на суднобудівному заводі Zhejiang Ouhua, Китай та здано в експлуатацію власнику в липні 2007 року. Загальний вигляд судна наведено на рис. 1.1, а основні характеристики в табл. 1.1. 1.1.2 Призначення судна Судно «STADT JENA» спеціально призначене для перевезення вантажів в контейнерах. Конструкція трюмів контейнеровоза передбачена для перевезення стандартних 20 або 40 футових контейнерів. У трюмах мають
					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	7



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд судна (а, б)

Таблиця 1.1 - Основні характеристики судна «STADT JENA»

Класифікаційна ознака (характеристика)	Параметр
Тип судна	контейнеровоз
Назва судна	STADT JENA
Позивний сигнал судна	V2CM9
Рік та місце побудови	2007 р, Zhejiang Ouhua (Китай)
Прапор	Antigua & Barbuda
Порт реєстра	Saint John's
Менеджер та власник	Thien & Heyenga
Дедвейт	18278 т
Валова місткість	15375 т
Місткість контейнерів	1296 TEU
Місткість рефрижераторних контейнерів	390 TEU
Швидкість судна	19 вузлів

Інв.№ подл.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата	Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Арк
											8

місце спеціальні вертикальні направляючі, призначені для завантаження та кріплення контейнерів. Для більш повного використання 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.

1.1.3 Правила та норми

Судно побудоване у відповідності до наступних норм та Конвенцій: Правила та інструкції Lloyd's Register of Shipping; Міжнародна Конвенція по попередженню забруднення моря з суден МАРПОЛ з Додатками 1, 4, 5; Міжнародна Конвенція з охорони людського життя на морі СОЛАС-74; Міжнародні правила попередження зіткнень суден в морі (МППСС-72); Міжнародна Конвенція про вантажну марку морських суден 1966 р.; Міжнародна Конвенція з обміру суден 1969 р.; Правила Берегової охорони США для іноземних суден, які діють в судноплавних водах США; Міжнародний стандарт USO 6954-1984 «Вказівки щодо загальної оцінки вібрації на торговельних судах»; Міжнародний стандарт UCO 8468-90 (схема суднових містків і пов'язаного з ним обладнання); МОП Конвенція про приміщення екіпажу на суднах № 92 1949 р. (МОП - 92) з доповненням № 133 1970 р. (МОП-133) з Женевськими доповненнями 1991 р.; Рекомендації щодо лоцманських трапів та підйомників Європейської Морської Асоціації лоцманів; Резолюція УМО А-751 від 04.11.93 р. «Проміжний стандарт маневрових якостей суден та представлення на суднах про їх маневрові характеристики»; Міжнародний Регламент радіозв'язку за рішенням всесвітньої адміністративної радіо конференції (ВАРК-8711); Резолюція УМОА.468 «Кодекс щодо рівня шуму на суднах».

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

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Арк
						9

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

потужності головного двигуна 11200 кВт складає 13,0 вузлів. Період хитавиці судна в усіх експлуатаційних випадках завантаження забезпечується в межах 11...20 секунд. Для стримування бортової хитавиці передбачені скулові килі. Для покращення маневрових якостей судна на малому ході в вузькостях, а також при швартовці до причалу на судні передбачається носовий підрулюючий пристрій STT1 "Schottel", потужністю 380 кВт типу гвинт в трубі. Управління підрулюючим пристроєм здійснюється дистанційно з містка.

1.4 Суднові системи і суднові пристрої

Для забезпечення необхідних санітарно-гігієнічних комфортних умов для роботи та відпочинку особового складу судно обладнане такими системами: система прісної води; система стічної та господарсько-побутової води; система опалення; холодильна установка для провізії. Усі житлові приміщення, їдальня, кают-компанія, сан-блок та інші обладнані високошвидкісною системою кондиціонування повітря з індивідуальним регулюванням температури в кожному приміщенні.

Для забезпечення пожежної безпеки на судні передбачені такі системи:

1) Водяна пожежна система яка забезпечує подачу води до пожежних гідрантів, до систем гасіння піною та зрошення, до ежектора системи осушення і зачистки баластних танків. Система обслуговується двома пожежними електронасосами продуктивністю по 220 м³/год. при напорі 1 МПа, розташованими в машинно-котельному відділенні.

2) Система піногасіння є основним засобом гасіння пожеж на судах. Зазвичай на судні є дві станції піногасіння: основна - на кормі та аварійна - в надбудові бака. Між станціями вздовж судна прокладено магістральний трубопровід, від якого в кожний вантажний трюм відходить окремий трубопровід з повітряно-пінним стволом. Для гасіння пожежі на відкритих палубах судна обладнуються лафетними повітряно-пінними

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	приміщення, ідальня, кают-компанія, сан-блок та інші обладнані	
					високошвидкісною системою кондиціювання повітря з індивідуальним	
					регулюванням температури в кожному приміщенні.	
					Для забезпечення пожежної безпеки на судні передбачені такі системи:	
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	1) Водяна пожежна система яка забезпечує подачу води до пожежних	
					гідрантів, до систем гасіння піною та зрошення, до ежектора системи	
					осушення і зачистки баластних танків. Система обслуговується двома	
					пожежними електронасосами продуктивністю по 220 м ³ /год. при напорі	
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	1 МПа, розташованими в машинно-котельному відділенні.	
					2) Система піногасіння є основним засобом гасіння пожеж на	
					судах. Зазвичай на судні є дві станції піногасіння: основна - на кормі та	
					аварійна - в надбудові бака. Між станціями вздовж судна прокладено	
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	магістральний трубопровід, від якого в кожний вантажний трюм відходить	
					окремий трубопровід з повітряно-пінним стволом. Для гасіння пожежі на	
					відкритих палубах судна обладнуються лафетними повітряно-пінними	
					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Арк
						11

стволами, які встановлюють на палубі надбудов. Лафетні стволи дають струмінь піни довжиною понад 40 метрів.

3) Система вуглекислотного гасіння передбачає гасіння пожежі в машинному відділенні, малярних приміщеннях, а також в приміщеннях аварійного дизель-генератора. Складається з батарей балонів вуглекислоти та трубопроводів.

4) Система зрошення призначена для охолодження купола вантажних трюмів, переборки вантажного насосного, електромоторного відділення, переборки поста керування вантажними операціями, а також носову перегородку кормової надбудови. Крім того, вона призначена для охолодження виступаючих частин вантажних трюмів, а також для всіх приміщень, розташованих над верхньою палубою в районі вантажної зони.

Рульовий пристрій. На судні передбачається підвісний руль (типа «Fish Tail»). Перо руля виконується зварною конструкцією, пустотіле. У верхньому й нижньому торці пера руля передбачається спускні пробки. З'єднання балера с пером руля конусне, зі шпонкою.

Для перекладання руля в румпельному приміщенні встановлюється рульова машина Роллс-Ройс FRYDENBÖ RV850-3. Рульовий механізм Rolls-Royce на FRYDENBÖ цього судна складається з двох гідравлічних поворотних приводних лопатей змонтованих безпосередньо на балері руля, кожна з яких обслуговується двома насосними агрегатами, забезпечуючими необхідний тиск масла для роботи руля. Два насосні агрегати можуть працювати в парі або окремо. При спільній роботі насосних агрегатів забезпечується перекладання руля с 35° одного борта на 30° іншого борта протягом 28 сек. при повному передньому ході судна. Забезпечується максимальний кут перекладання руля - 2 x 70° при швидкості судна менш, ніж 8 вузлів. Передбачається дистанційне електричне управління рульовою машиною з рульової рубки. Пост в рульовій рубці компонується апаратурою авторульового. Електричні вказівники положення руля, розташовані в рульовій рубці та в румпельному приміщенні, а електричні обмежувачі

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						12

повороту пера руля в системі управління рульової машини та механічні в конструкції пера рульової машини. Балер руля прямий, кований, має один упорно-опорний підшипник в рульовій машині й один опорний підшипник. Опорний підшипник має бронзову втулку. Робоча шийка балера має облицювання із нержавіючої сталі, стійкій до морської води.

Якірний пристрій. Судно забезпечується двома становими і одним запасним якорем типу Холу масою 6000 кг кожен. За вимогою власника судно оснащується додатково кормовим якорем. Кожний якір має ланцюг з розпорами, який виготовлено зі сталі 3-ої категорії, калібром 42 мм, довжиною по 250 м кожен. Кожний з ланцюгів обладнаний ручним ланцюговим стопором (гвинтового типу).

Для підйому і віддачі станових якорів на палубі бака встановлюються дві якірно-швартові електричні лебідки, що забезпечують швидкість підняття якоря з номінальної глибини стоянки 100 м після відриву його від ґрунту не менше 9 м/хв. Кожний з ланцюгів обладнаний ручним ланцюговим стопором (гвинтового типу). Якірні клюзові труби забезпечують само вивалювання якорів. Верхні клюзи труб оснащені відкидними палубними кришками.

Для забезпечення плавання в гирлах річок передбачається кормовий якір. Він оснащується якірною змичкою с контрфорсами типа U3 калібром 30 мм та якірним канатом діаметром 39,5 мм й довжиною 100 м.

Швартовний та буксирний пристрої. На кормі встановлюються дві швартовно-буксирні лебідки фірми Natlара електричного типу з дистанційним і місцевим контролем мають тягове зусилля, що становить 80 кН у кожного. Лебідки автоматично підтягують судно до причалу, вибираючи слабіну тросу, або попускають занадто сильно натягнутий трос при зміні положення судна відносно причалу в процесі вантажних операцій, під час приливу або відливу. Також на судні передбачені швартові кнехти, швартовні троси (канати).

Судно оснащене буксирними та швартовними кінцями. На шлюпочній палубі передбачені дві корзини з дерев'яними решітками для тросів, на палубі бака - одна корзина з дерев'яною решіткою для тросу. Буксирний кінець

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата						
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
										13

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

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ

Арк
14

ярусу встановлюється кран для операцій із рятувальною черговою шлюпкою та рятувальним плотом.

Носовий підрулюючий пристрій. Судно обладнане тунельним підрулюючим пристроєм типу «гвинт у трубі» STT1 "Schottel", встановленим в носовій частині судна з метою поліпшення маневреності при швартових та подібних портових операціях та в умовах екстремальних навантажень.

Підрулюючий пристрій STT1 "Schottel" складається з: гребного гвинта фіксованого кроку в поперечній трубі; матеріал гвинта - бронза; довжина тунелю - 1500 мм; діаметр гвинта - 1240 мм; діапазон потужності – 380-480 кВт; приблизна вага - 3000 кг; матеріал гребного вала - сталь; стальний литий корпус; косозубчасте конічне зчеплення; пружна з'єднувальна муфта; електродвигун з фазним ротором; щит запуску та керування у приміщенні підрулюючого пристрою; панель керування на містку; сумісність з іншими судовими системами, такими як ДП, управління судном або реєстратор даних рейсу VDR.

1.5 Характеристика елементів судової енергетичної установки

1.5.1 Основні вимоги до СЕУ

Суднова енергетична установка повинна забезпечити безпеку плавання, надійність роботи у всіх можливих умовах експлуатації, у тому числі при тривалому диференті 5° і крені 15°, бортовій і кільовій хитавиці судна з амплітудою до 10°. Механізми і пристрої повинні бути, по можливості, прості та зручні в експлуатації, обслуговуванні, ремонті і повинні задовольняти вимогам Правил Регістра по конструктивним і експлуатаційним властивостям. Висока надійність в роботі судової енергетичної установки при великому моторесурсі характеризується: безвідмовністю двигуна та обслуговуючих його механізмів; тривалістю ефективної безперервної роботи з гарантованою відсутністю відмов і вимушеного ремонту; частотою виведення установки з експлуатації на профілактику та ремонт; ефективністю використання

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ				
Арк				
15				

потужності головного двигуна; тривалістю експлуатаційного періоду; витратами на профілактику та ремонт. Головний двигун з точки зору надійності займає особливе положення, оскільки його безвідмовна робота має вирішальне значення для безпеки плавання. Тому будь-які заходи, що підвищують надійність двигуна, незалежно від витрат є виправданими.

Продуктивність резервних механізмів повинна забезпечити потужність головного двигуна й агрегатів, достатню для руху судна зі швидкістю, що дозволяє керувати судном. Розташування головних і допоміжних механізмів у машинному відділенні повинне забезпечувати зручний і безпечний доступ до них під час роботи, розбирання та ремонту. Головний двигун та допоміжні механізми повинні встановлюватися на міцних фундаментах, що задовольняють міжнародним вимогам. Машинне відділення повинно бути обладнане пристроями підйому, переміщення та вивантаження важких частин та механізмів.

1.5.2 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 фундаменту раму. Фундаментна рама металева зварна. Блок циліндрів і станина представляють монолітну відливку. Його пуск можливий лише із машинного відділення. Двигун має рядне, вертикальне розміщення циліндрів та пряме впорскування палива в циліндр. Зовнішній вигляд двигуна наведено на рис. 1.2.

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.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	1.5.2 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 фундаменту 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. Зовнішній вигляд двигуна наведено на рис. 1.2.					
					Двигун можливо економічно та ефективно експлуатувати на важкому паливі в'язкістю до 700 мм ² /сек (сст) при 50 °С [7000 сек. по Редвуду І при 100°F]. Він розрахований на роботу на найгіршому паливі, включаючи специфікацію CIMAC H/K 55.					
					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
										16
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

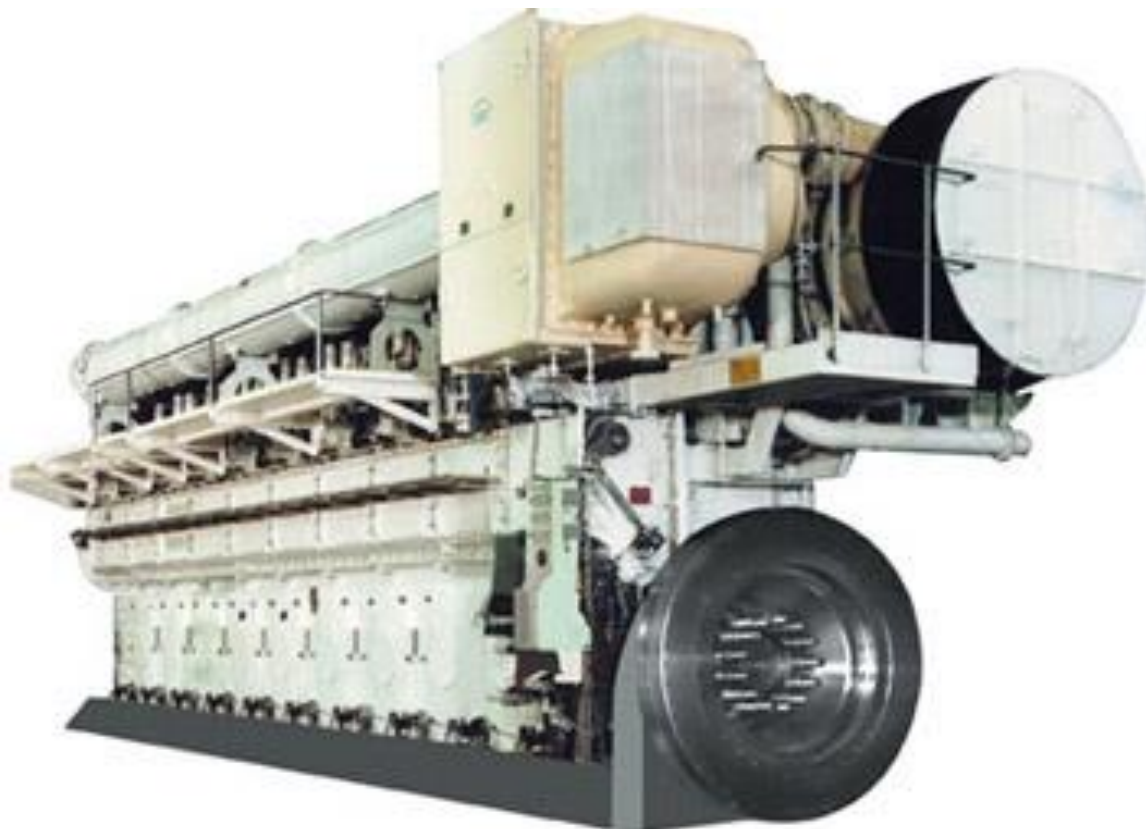


Рисунок 1.2 – Зовнішній вигляд головного двигуна

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).

Двигун проектували з таким розрахунками, щоб на базі наявних технологій можна було перейти до наступного форсування за середнім

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата					
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ				
					Арк				17

ефективним тиском й підвищенню циліндрових і агрегатних потужностей без зміни розмірів підшипників, товщини стінок, діаметрів валів, шестерень і так далі, які розраховані таким чином, що при подальшому збільшенні потужності двигун залишається, надійним в експлуатації.

Принцип "простота конструкції" чіткіше проявляється в скороченні числа вузлів. Завдяки високій функціональній інтеграції в окремі вузли відпадає необхідність (у порівнянні із традиційними двигунами) приблизно в 40 % деталей, зокрема частин трубопроводів. Тим самим усувається близько 40 % з'єднань із властивими їм можливими погрішностями й відповідними працезатратами при монтажі й обслуговуванні.

1.5.3 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 рубашок 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

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ				Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата					18

охолодження здійснюється у верхній частині втулки в зоні встановлюваного на неї вогневого кільця. Мащення циліндрів здійснюється по свердліннях із лубрикаторів, їх вихід на робочу поверхню знаходиться, приблизно, в зоні, розташованій між 1 і 2 компресійними кільцями при положенні поршня у нижній мертвій точці. Окреме змащення циліндрів диктується прагненням 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.

Паливовпроскуюча 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 впорскується в основному змінюється за рахунок більш різкої зміни кута випередження. Головне ж полягає в тому, що при зменшенні подачі від повної активний хід плунжера переміщається в зону більш крутого профілю

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						19

паливного кулачка. Це призводить до інтенсифікації подачі палива, що приводить до зростання швидкості подачі і тиску впорскування. 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 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.

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

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Арк
						20

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.

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 працеватратами при монтажі, відповідає сучасним вимогам за екологічними показниками.

1.5.4 Валопровід та гребний гвинт

Валопровід містить: гребний вал, проміжний вал, дейдвудний пристрій, опорний підшипник, системи змащування і охолодження, стопорний пристрій.

Гребний і проміжний вали виготовлені з вуглецевої сталі з межею міцності 480 МПа. Гребний вал – без фланцевий, з насадженою на нього фланцевою напівмуфтою. З'єднання гребного валу з гребним гвинтом і з напівмуфтою конічне, без шпонкове.

Вали з'єднуються між собою за допомогою фланців і болтів, що щільно підігнані, а з головним двигуном за допомогою фланців і шпильок, що щільно підігнані. Виймання гребного валу для огляду та ремонту передбачається як всередину судна, так і в корму. Передбачений також стопорний пристрій для запобігання провертанню валопроводу при буксируванні судна зі швидкістю до 10 вузлів. Дейдвудний пристрій зварної конструкції, одноопорний, з кормовим підшипником на масляному мастилi і ущільненням "Нептун"

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
										21
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

(МКП), виготовленим за ліцензією фірми "Довер Джапан" - (Японія). Втулка дейдвуда підшипника - чавунна, залита бабітом.

Як рушій встановлений один чотирьохлопатовий гребний гвинт фіксованого кроку діаметром близько 4900 мм. Цільнолитий гребний гвинт і обтічник виготовляються з високоміцної бронзи. Запасний гвинт та гребний вал в комплект постачання не входять.

1.6 Аналіз параметрів енергетичної установки судна

Загальний вигляд розташування механізмів у котельно-машинному відділенні показано на рис. 1.3, де позиціями виділено: 1 – двигун головний; 2 – муфта пружна; 3 - редуктор ГД; 4 – котел комбінований; 5 – труба дейвудна; 6 – гвинт змінного кроку; 7 – перо руля; 8 – машина рульова; 9 - відділення румпельне; 10 – танк запасу палива АДГ; 11 – аварійний дизель-генератор; 12 – глушник-іскрогасник; 13 – газохід ДГ; 14 – газохід ДГ і котла.

1.6.1 Дизель-генератори суднової електростанції

На платформі в машинному відділенні передбачається встановлення чотирьох дизель – генераторів Wartsila 9L20 потужністю 1600 кВт кожен при частоті обертання 920 хв⁻¹, зовнішній вигляд дизель-генератора наведено на рис. 1.4 а.

Кожен з дизель-генераторів може бути "працюючим" або "резервним". "Резервний" дизель-генератор автоматично підтримується у прогрітому стані та готовності до пуску. Кожен дизель-генератор складається з дизельного двигуна та безщіткового генератора змінного струму, що встановлені на амортизаторах на спільній рамі.

Пуск дизель-генераторів пневматичний, з місцевого поста або автоматичний від системи керування електростанцією. Охолодження приводних двигунів - за допомогою ящикових охолоджувачів. На кожен

Підп. і дата		1.6.1 Дизель-генератори суднової електростанції На платформі в машинному відділенні передбачається встановлення чотирьох дизель – генераторів Wartsila 9L20 потужністю 1600 кВт кожен при частоті обертання 920 хв⁻¹, зовнішній вигляд дизель-генератора наведено на рис. 1.4 а. Кожен з дизель-генераторів може бути "працюючим" або "резервним". "Резервний" дизель-генератор автоматично підтримується у прогрітому стані та готовності до пуску. Кожен дизель-генератор складається з дизельного двигуна та безщіткового генератора змінного струму, що встановлені на амортизаторах на спільній рамі. Пуск дизель-генераторів пневматичний, з місцевого поста або автоматичний від системи керування електростанцією. Охолодження приводних двигунів - за допомогою ящиків охолоджувачів. На кожен					Підп. і дата	
Інв. № дубл.							Інв. № дубл.	
Взам. інв. №							Взам. інв. №	
Підп. і дата							Підп. і дата	
Інв. № подп.							Інв. № подп.	
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ			Арк
								22

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

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

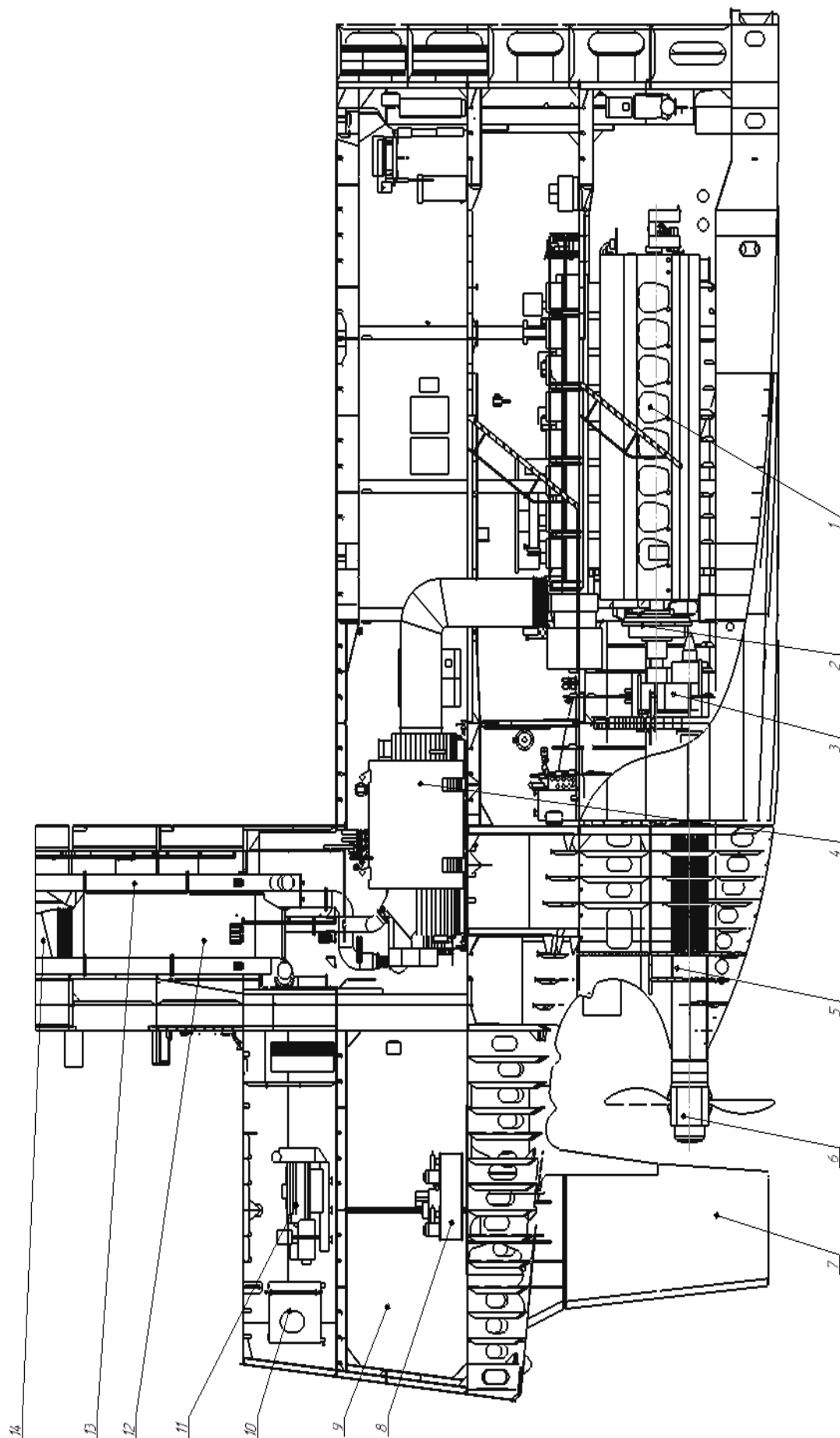


Рисунок 1.3 - Загальне розташування механізмів у котельно-машинному відділенні судна: 1 – двигун головний; 2 – муфта пружна; 3 – редуктор ГД; 4 – котел комбінований; 5 – труба дейвудна; 6 – гвинт змінного кроку; 7 – перо руля; 8 – машина рульова; 9 – відділення румпельне; 10 – танк запасу палива АДГ; 11 – аварійний дизель-генератор; 12 – утилізаційний котел; 13 – газохід ДГ; 14 – газохід ДГ і котла



а)



б)

Рисунок 1.4 – Зовнішній вигляд дизель-генератора Wartsila 9L20 (а) і аварійного дизель-генератора (б)

дизельний двигун навішуються масляні насоси, насоси та підігрівачі охолоджуючої води. Дизель-генератори можуть працювати паралельно. Передбачається точна, ручна й автоматична синхронізація дизель-генераторів.

В якості аварійного джерела електроенергії встановлено дизель - генератор Caterpillar C13 потужністю 360 кВт, розташований в спеціальному приміщенні на шлюпкової палубі, зовнішній вигляд дизель-генератора наведено на рис. 1.4 б.

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

Чотиритактні дизелі фірми MAN B & W тронкові, з газотурбінним наддувом, їх будують в рядному або V-подібному виконанні . Конструктивні особливості суднового двигуна фірми MAN B & W марки L 58/64 показані на рис. 1.5.

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.

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ Арк 24				
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата					

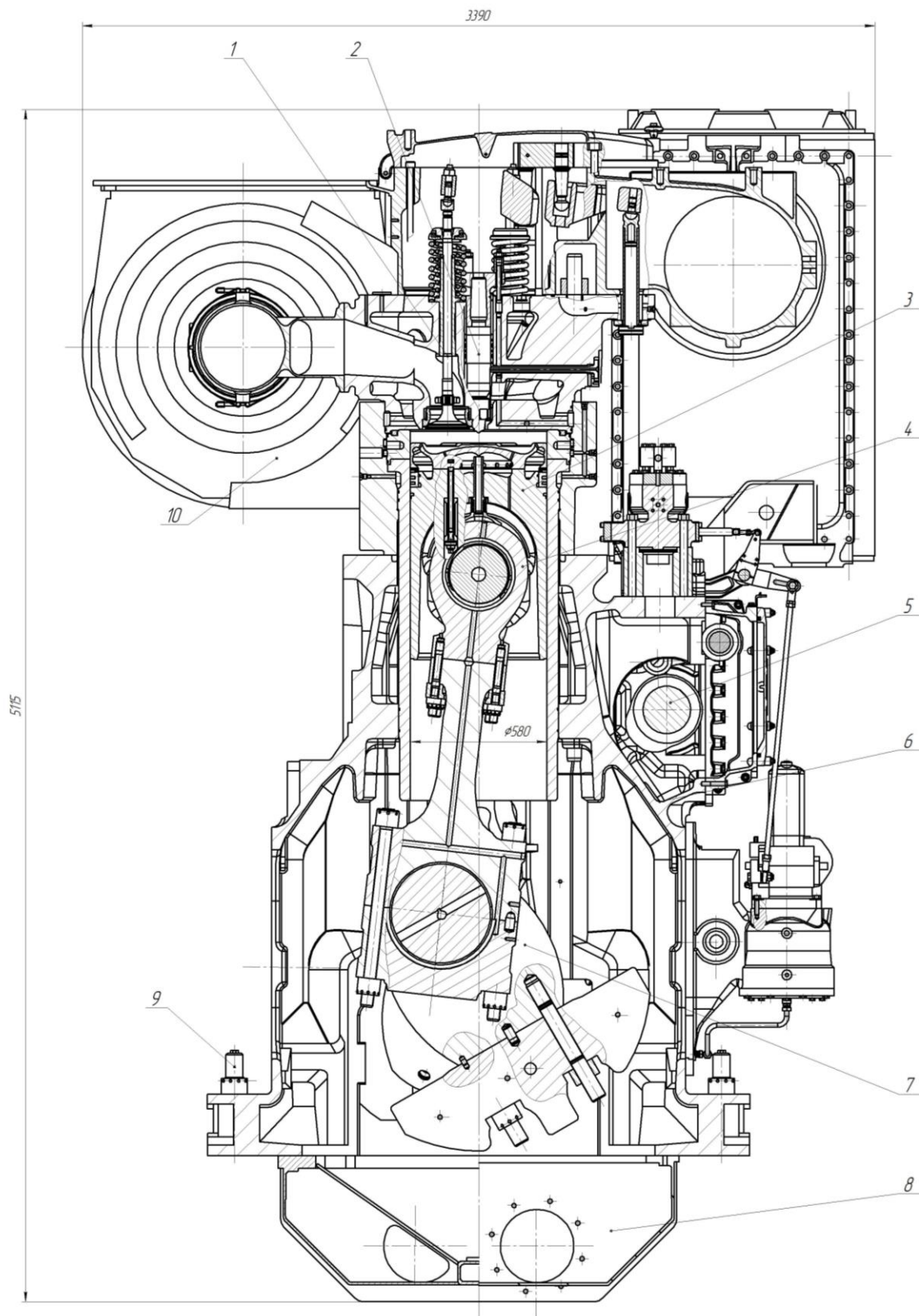
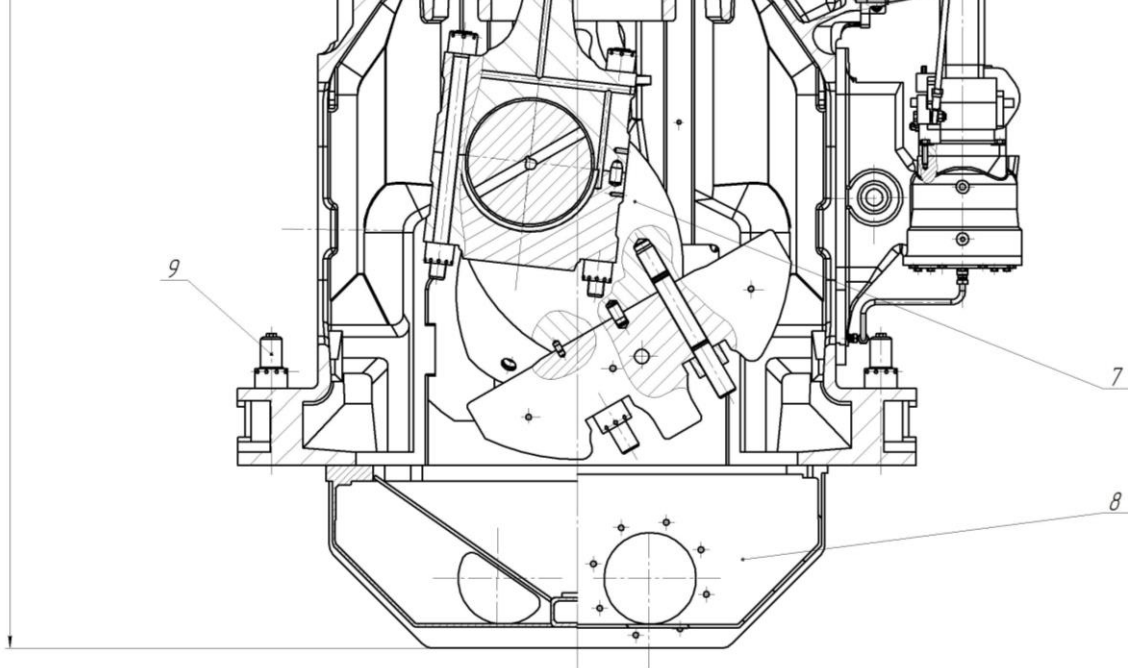


Рисунок 1.5 - Поперечний переріз дизеля L 58/64: 1 – випускний клапан; 2 – форсунка; 3 - поршень; 4 – шатун; 5 – розподільний вал; 6- станина; 7 – колінчастий вал; 8 – фундаментна рама; 9 – анкерний болт; 10 – газова турбіна

Інв. № подл.	Підп. і дата				Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата			
					Рисунок 1.5 - Поперечний переріз дизеля L 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		
					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ		
					Арк		
					25		

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.

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.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						26

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 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.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						27

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 поршневыми, кільцями забезпечена індукційним загартуванням на глибину, достатню для повторної машинної обробки, а великий ресурс роботи компресійних кілець забезпечується плазмовим покриттям першого кільця і хромуванням другого і третього кілець.

Охолодження головки поршня здійснюється методом збовтування моторної оливи. Переріз підвідних і відвідних каналів для моторної оливи підібраний так, щоб порожнина охолодження заповнювалася тільки частково. Масло з верхньої головки шатуна поступає в трубку, звідки воно потрапляє в центральну порожнину. На нижчому кінці трубки розміщена фасонна тарілка, яка пружиною приймається до головц шатуна. З порожнини за каналами моторна олива перетікає в периферійну порожнину, з якої за спеціальними каналами йде на злив. У шатун моторна олива потрапляє з сверлень в колінчастому валі, до якого воно підводиться в районі рамових підшипників.

Стрижень шатуна складається з двох частин, з'єднаних шпильками поблизу верхньої головки. Така конструкція дозволяє виробляти монтажні роботи по виїмці поршня без розбирання головного і мотильового підшипників. У дизелі L 58/64 паливопровід високого тиску підходить до форсунки з свердління в кришці, що істотно зменшує довжину паливопроводу, внаслідок чого зменшується його вплив на процес впорскування палива. Паливний насос золотникового типу, нагнітальна кромка плунжера якого має складний профіль, що забезпечує зміну кута початку впорскування палива відповідно до навантаження двигуна.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
										28
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

РОЗДІЛ 2

АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ТЕНДЕНЦІЙ РОЗВИТКУ КОНСТРУКЦІЙ ПАЛИВНИХ СИСТЕМ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ ТА ВИБІР НАПРЯМУ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДВИГУНА СУДНА ПРОТОТИПУ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

2.1 Конструктивні особливості паливної системи суднового двигуна MAN B & W марки L 58/64

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

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

Впорскуючий насос високого тиску призначений для подання до циліндру визначеної кількості пального у певний момент часу крізь трубопровід високого тиску і форсунку (рисунок 2.1). Кількість пального, 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. № подп.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	дизельного палива. Впорскуючий насос високого тиску призначений для подання до циліндру визначеної кількості пального у певний момент часу крізь трубопровід високого тиску і форсунку (рисунок 2.1). Кількість пального, 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											
<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Зм</td><td>Арк</td><td>№ докум.</td><td>Підп.</td><td>Дата</td></tr></table>										Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Арк 29
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата												

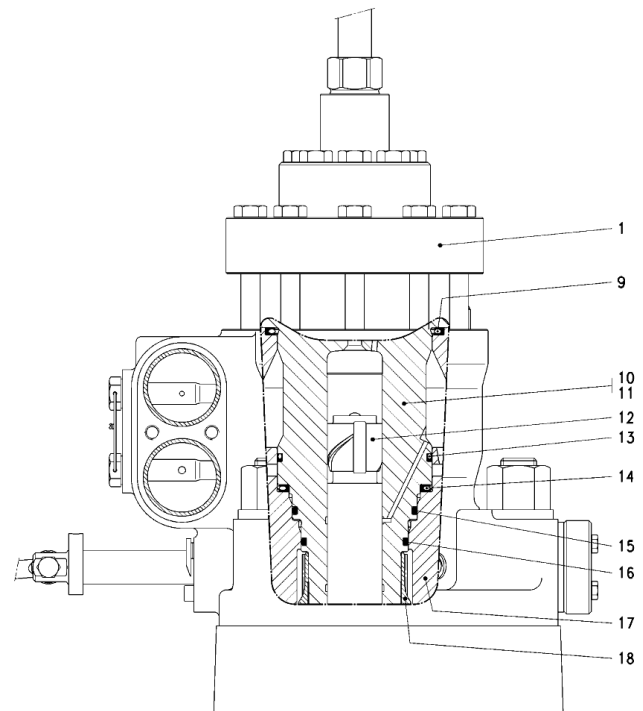
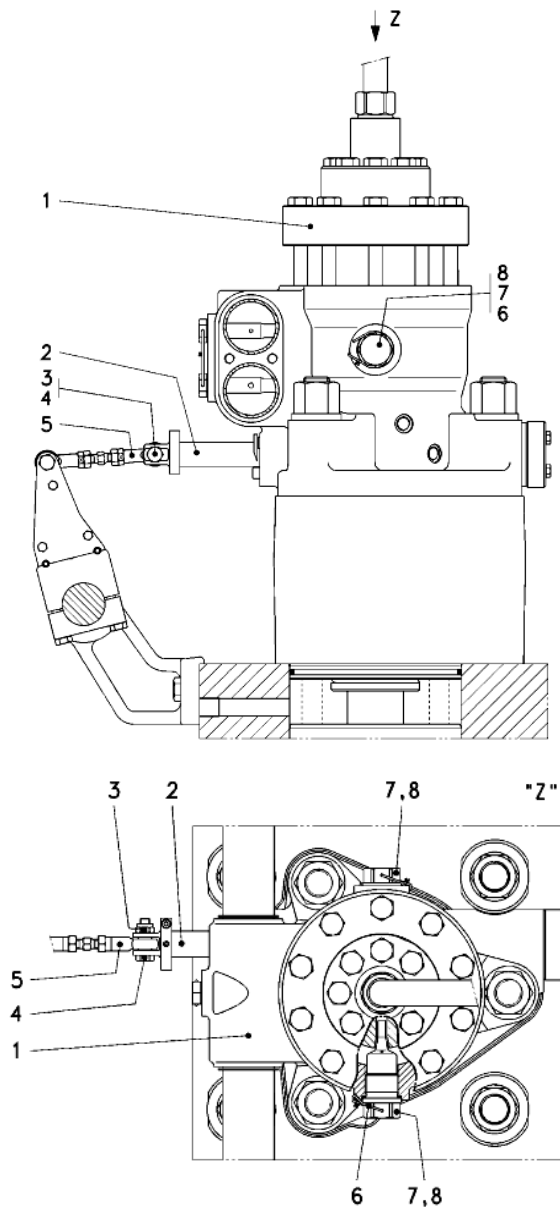


Рисунок 2.1 – Паливний насос високого тиску: 1 - паливний насос;
 2 – керуючий стрижень; 3 – контргайка; 4 - шестигранний болт; 5 - шарнірна
 головка; 6 - запираючий провод; 7 - дефлекторний гвинт;
 8, 9, 13, 14 - ущільнююче кільце; 10 - елемент насосу; 11 - моноблочний
 циліндр (втулка); 12 - плунжер насосу; 15, 16 - О-подібне кільце ущільнення;
 17 – корпус; 18 - регулюючий рукав

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

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ				
Арк				
30				

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

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

ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ

Арк

31

Масельничка забезпечує крізь отвори у корпусі насоса втулку регулювання маслом. Плунжер змазується паливом, що подається насосом.

Форсунка кріпиться двома довгими болтами у середині кришки циліндра (рис. 2.2). 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.

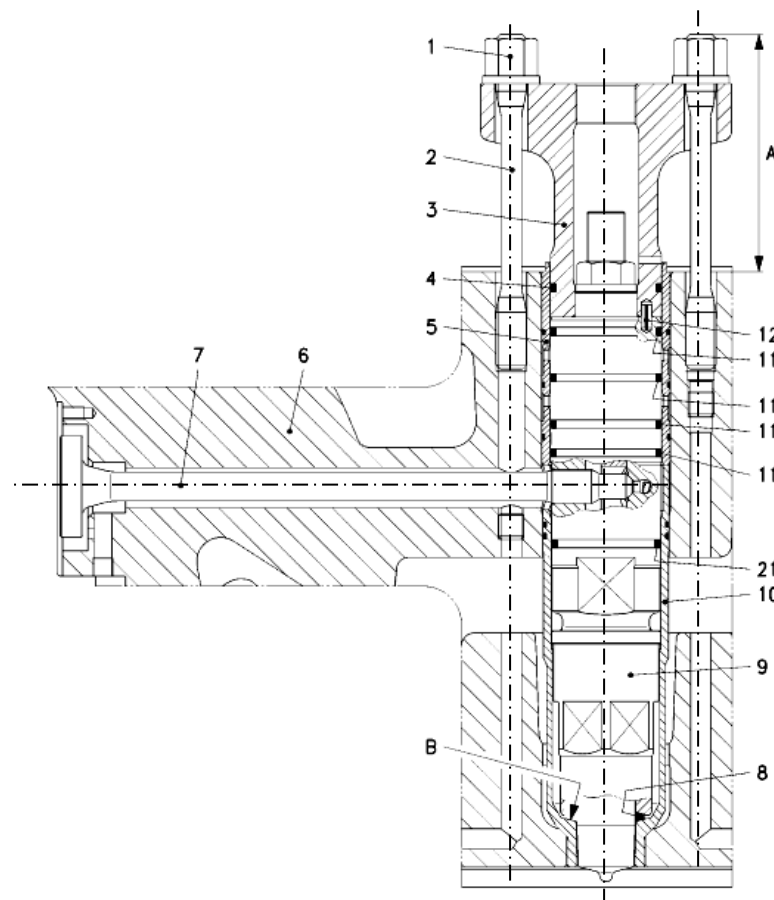


Рисунок 2.2 – Форсунка з різьбовим з'єднанням: 1 - шестигранна гайка; 2 – стойка; 3 - упорний фланець; 4, 11, 21 - О-подібне кільце ущільнення; 5 – втулка; 6 - головка циліндра; 7 - різьбовий елемент; 8 - ущільнююче кільце; 9 - форсунка; 10 – вставка; 12 – штифт; А – болтова відстань; В – сідло клапана

Підп. і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підп. і дата	Інв. № подл.						Арк
					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					32
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

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 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 насоса пружина закриває іглу при тиску, нижче чим тиск відкриття. Отсічне пальне крізь направляючу голки і свердлення упорного болту відводиться у трубопровід.

Коли форсунка встановлена в кришку циліндра деталі форсунки стягаються між собою зусиллям затягування кріпильних гайок, переданим через фланець (головку) форсунки, безповоротний клапан, розпилювач, сопло на корпус форсунки. Цим зусиллям вона притискається до конічного отвору в кришці циліндра. При демонтажі форсунки болти втримують фланець і корпус форсунки разом.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата						Арк	
										ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	33
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата							

2.2 Аналіз особливостей систем паливоподачі

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.

З особливостями конструкції паливної апаратури дизелів пов'язані високі вимоги до чистоти палива, що обумовлює довговічність прецизійних пар дизельної паливної апаратури (ПНВТ та форсунки). Надійність роботи прецизійних пар досягається багатоступеневою фільтрацією палива. Досвід свідчить, що для надійної роботи паливної апаратури фільтрувальні елементи повинні забезпечити повноту відсіву до 96... 98 % при тонкості відсіву до 2,3 мкм.

У фільтрах тонкого очищення палива у якості фільтруючих елементів використовуються фетр, повсть, металокераміка (композити), папір або картон. По мірі забруднення фільтруючих елементів збільшується опір прокачуванню палива, що знижує потужність двигуна та виступає ознакою необхідності їхньої заміни. Таку заміну роблять через 250...300 год. роботи. Однією з причин зменшення строку служби фільтрувальних елементів є наявність води у паливі. Процес видалення води з палива базується на сепарації.

При прокачуванні підігрітого палива крізь двигун може виникнути поява парових пробок та зменшення потужності через зниження густини палива. Саме тому у паливній системі СДВЗ встановлюють бустерні насоси, для підтримки підвищеного тиску у паливopocтaчaльнoмy мaгіcтpaлі, щo зaпoбiгae утвopенню парових пробок, а також регулятори густини палива.

Паливні насоси високого тиску (ПНВТ) призначені для створення високого та надвисокого (понад 200 МПа) тиску, поциклового дозування палива залежно від навантаження та його подачі у суворо визначений момент часу або кут обертання колінчастого валу.

За способом паливоподачі у циліндри двигуна розрізняють насоси

Інв.№ подл.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ				
Арк				
34				

безпосереднього тиску і акумуляторні.

У паливних насосах безпосереднього впорскування паливоподача здійснюється у форсунку, а в акумуляторних - в окремий об'єм, пов'язаний з форсункою. Залежно від величини об'єму акумуляторні системи бувають великої і малої ємності. У системах з акумуляторами великого об'єму один або декілька насосів подають паливо у загальну ємність, із якої воно подається до форсунки. В системах з малими акумуляторами паливо спочатку нагнітається в акумулятор, з якого після підвищення тиску - до форсунки. Після зменшення швидкості плунжера інтенсивність впорскування підтримується потенціальною енергією акумулятора. Вказана система забезпечує стабільність паливоподачі у широкому діапазоні частот обертання колінчастого валу і навантажень двигуна.

В залежності від кількості нагнітальних плунжерів прийнято розрізняти багатоплунжерні насоси з кількістю плунжерів, що дорівнюють кількості циліндрів, та розподільчі (одноплунжерні) насоси, що подають паливо у всі або у групу циліндрів.

Для СОД і МОД найбільш поширеними є індивідуальні насоси на кожний циліндр, які розташовуються у зоні таких циліндрів. Це скорочує довжину трубопроводів високого тиску і забезпечує кращу ідентичність паливоподачі за циліндрами.

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

Закон паливоподачі визначається тривалістю, максимальним тиском впорскування й характером протікання хвилі тиску в початковій та кінцевій фазах. Тривалість впорскування палива має складати 20... 35 град. обороту колінчастого валу, максимальний тиск впорскування для двотактних двигунів 70...85 МПа, а для чотиритактних - 90...100 МПа. Для покращення сумішоутворення існує тенденція підвищення максимального тиску впорскування понад 150 МПа.

Вказані параметри забезпечуються профілем кулачка. На рис. 2.3

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						35

показані графіки зміни положення плунжера (h), та його швидкості (C_n), як функція кута обертання кулачкового валу двигуна. На рис. 2.4 розглянуто закономірності зміни тиску у ПНВТ (p_n), форсунці (p_f), та підйом голки клапану форсунки (h).

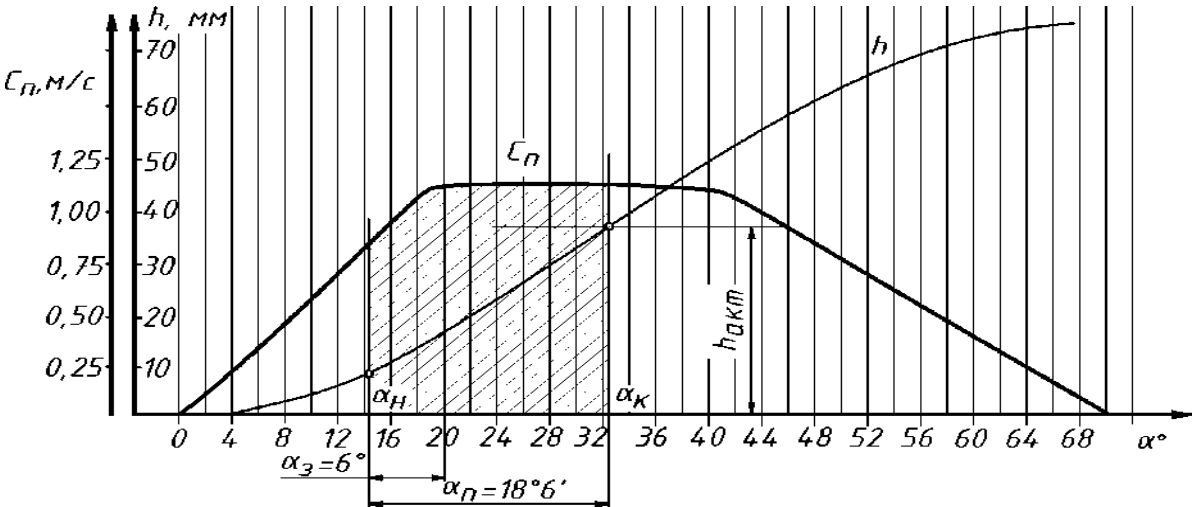


Рисунок 2.3 - Кінематика плунжера суднового двигуна

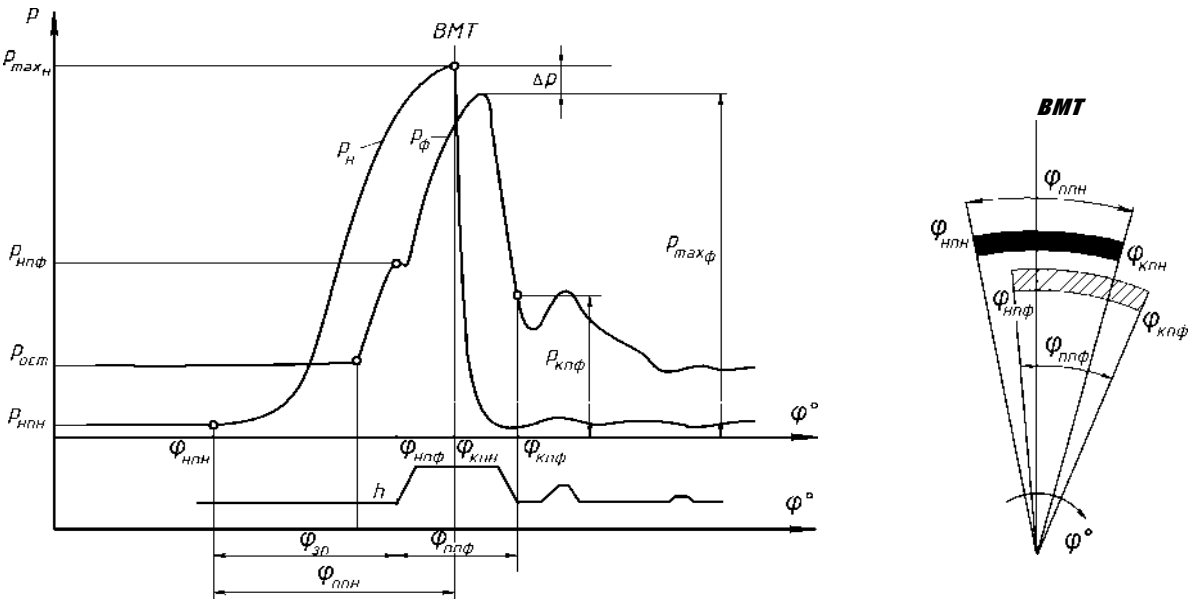


Рисунок 2.4 - Закономірності зміни тиску у ПНВТ (p_n), форсунці (p_f), та підйом голки клапану форсунки (h)

Геометричний початок паливоподачі $\varphi_{нпн}$ відповідає моменту перекриття впускного клапану ПНВТ або наповнювального отвору у втулці, коли плунжер має максимальну швидкість. Геометричний кінець подачі $\varphi_{кпн}$ відповідає закінченню активного ходу, або відкриванню перепускного клапану ПНВТ. Різниця між цими кутами зветься геометричною тривалістю

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

паливоподачі

$$\varphi_{ппп} = \varphi_{ппп} - \varphi_{кпп} , \quad (2.1)$$

яка у виконаних конструкціях складає 9...10° повороту кулачкового валу ПНВТ.

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

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 ($\varphi_{кпп}$), у зв'язку із дроселюванням також зміщується 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 податливості деталей і наявності трубопроводів фактичний початок впорскування зміщується від теоретичного на 3...4°. Таке зміщення

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	<i>ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ</i>					Арк
										37
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

$\varphi_{зп}$ зветься кутом затримки початку впорскування.

Взагалі дійсна тривалість впорскування $\varphi_{ппф}$ перевищує теоретичну 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 ($\varphi_{зп}$). 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 $p_{ппф}$ у насосі досягається значно раніше. Вся фаза подачі форсункою зміщена убік запізнювання.

З метою скорочення тривалості паливоподачі збільшують об'ємну швидкість палива за рахунок збільшення діаметра плунжера або його швидкості.

Із збільшенням діаметра плунжера скорочується загальна тривалість паливоподачі. Однак при значному збільшенні діаметру зростають навантаження на деталі приводу в наслідок чого інтенсивність скорочення тривалості паливоподачі різко зменшується, що пояснюється деформацією приводу плунжера.

Збільшення максимальної швидкості плунжера у меншій мірі відзначається на скороченні тривалості подачі палива.

Збільшення швидкості плунжера на 40 % викликає скорочення тривалості подачі палива всього лише на 3...5 %, що пояснюється повільним збільшенням середньої швидкості при зростанні максимальної.

Варто також звернути увагу на появу по закінченні основної подачі повторного відкриття голки (це явище зветься підвпорскуванням), що пояснюється виникненням у форсунки хвилі тиску більшого за $p_{кпф}$. 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

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ				
Арк				
38				

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

Характер протікання фронту хвилі тиску у початковій фазі визначається геометрією паливного кулака, а у кінцевій - ефективністю розвантаження трубопроводів високого тиску.

Таке розвантаження здійснюється за допомогою нагнітального клапана, який встановлюється на виході з ПНВТ. Виключати повторні упорскування вдається розвантаженням паливопроводу від високих тисків шляхом застосування нагнітальних клапанів з розвантажувальним паском.

Зазор між гільзою та плунжером складає 1...2 мкм, причому дуже важливо, аби зазори, отримані після доведення, зберігалися впродовж всього процесу експлуатації. Для цього необхідно, щоб плунжер та гільза мали достатню жорсткість, яка забезпечуватиме їхню мінімальну деформацію.

Форсунки призначені для подачі палива в конкретну зону КЗ та його розпилювання, аби забезпечити необхідну гомогенність робочої суміші та її

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата						
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
										39

рівномірне розподілення за об'ємом цієї камери. Форсунки - це виконавчі пристрої, за допомогою яких ПНВТ реалізують потрібні закони паливоподачі поциклово та по окремих циліндрах. Сьогодні на МОД найбільше поширення отримали форсунки з автоматичним гідравлічним приводом голки.

Якість розпилювання палива у сопловій форсунці визначається сумою факторів, у тому числі рухом палива у каналі розпилювача та дією зовнішнього середовища. Для звичайно застосованих сопел з $l/d_c > 5$ швидкість витікання палива із соплових отворів становить 200...400 м/с.

З метою забезпечення якісного розпилювання палива його впорскування у циліндр здійснюється з деяким запізненням відносно початку активного ходу плунжера через підтискування запірнього елемента форсунки зусиллям пружини. Тиск початку відкриття голки звичайно складає 8...30 МПа. На працюючому двигуні значення тиску палива, що відповідає початку відкриття запору, змінюється.

Важливе значення для роботи двигуна має величина підголкового простору. Після закінчення впорскування й посадки голки паливо по інерції продовжує надходити до камери згоряння при низькій швидкості та далекобійності. Це викликає погіршення індикаторного ККД, підвищення температури носка розпилювача та його закоксування, збільшення концентрації залишків палива у випускних газах. На двигуні з розпилювачем, у якому соплові отвори запираються голкою (без підголкового об'єму), викиди неспалених вуглеводнів менше у 1,5...2,5 рази. Тому, рішення екологічних проблем при використанні можливостей власне робочого процесу дизелів обов'язково повинно починатися з оцінки шкідливих підголкових об'ємів. У багатьох суднових двигунах останнім часом зроблено заміну розпилювачів старого зразка, на нові зі зменшеним підголковим об'ємом. На рисунку 2.5 наведено прикладі старого та нового типу розпилювачів двигунів серії МС фірми MAN.

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

ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ

Арк

40

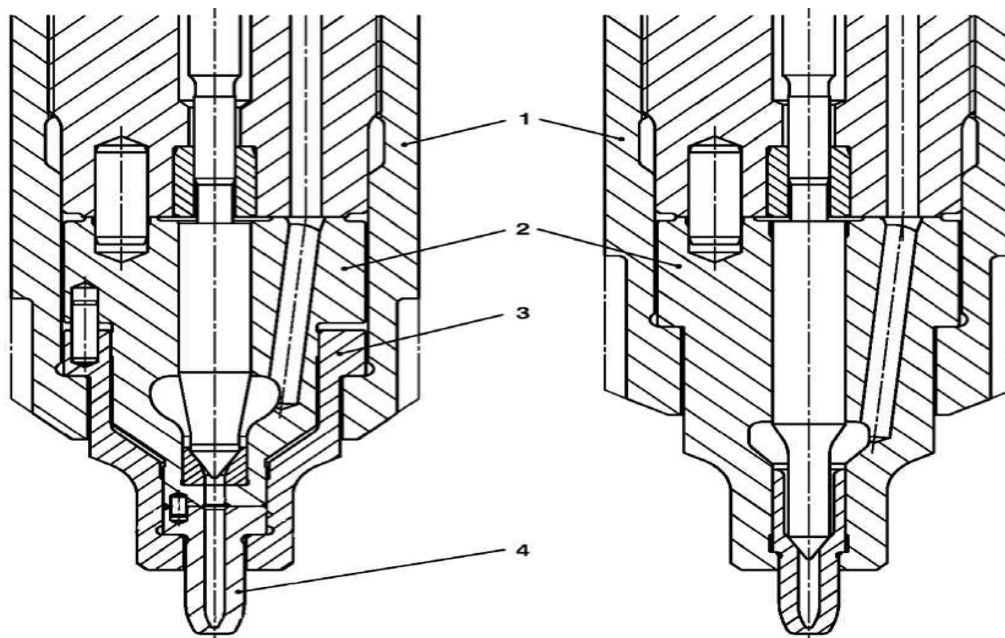


Рисунок 2.5 - Конструкція стандартного розпилювача (ліворуч), та розпилювача зі зменшеним об'ємом підголкового простору (праворуч):
1 - корпус форсунки; 2 - корпус розпилювача; 3 - додатковий корпус;
4 - змінний наконечник

Розпилювач форсунки виходить безпосередньо у КЗ. Температура розпилювача залежить від площі лобової проекції, що омивається газами, інтенсивності охолодження водою або паливом, способу установки форсунки в головці і місця розташування в останній. Найбільш доречною є установка форсунки так, щоб забезпечувати її симетричне охолодження, яке можливе тільки при форсунці, яку розташовано у головці циліндра паралельно клапанам. Практика експлуатації свідчить, що максимально допустима температура носка розпилювача не повинна перевищувати 210 °С.

У суднових двигунах застосовуються переважно форсунки закритого типу з гідравлічним управлінням голкою. Одним з недоліків таких форсунок, зокрема за частотою обертання колінчастого вала, є велика маса рухомих деталей, що не сприяє поліпшенню екологічності та подальшому форсуванню двигунів. У результаті зменшується швидкодія підйому та посадки голки форсунки, зростає небезпека прискорення зносу ущільнювального конуса, і як наслідок - проривання гарячих газів у порожнини всередині форсунки.

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

ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ

Арк

41

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.

2.3 Аналіз конструкцій паливних насосів із золотниковим регулюванням

У силу своєї простоти й відносно низької вартості насос із золотниковим 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. 2.6. 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. 2.6 а). При підйомі плунжера його верхня кромка поступово перекриває наповнювальний отвір і коли він виявиться повністю закритим починається нагнітальний (активний) хід плунжера (рис. 2.6 б). Подача палива в магістраль високого тиску й далі до форсунки триває доти, поки коса

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
										42
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

кромка, порожнина якої сполучається з надплунжерним простором, не співпадає з наповнювальним отвором (рис. 2.6 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 повертатися на деякий кут відносно своєї осі. При цьому положення похилої кромки (рис. 2.7), 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 використовується пара (рис. 2.8) зубчаста рейка - зубчастий сектор.

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. 2.9).

При першому способі регулювання (рис. 2.9 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 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 швидкість близька до максимальної. Це забезпечує високі тиски і швидкість упорскування на всій ділянці подачі палива, у результаті чого досягається добра якість розпилювання палива.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата					
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ				
					Арк				
					43				

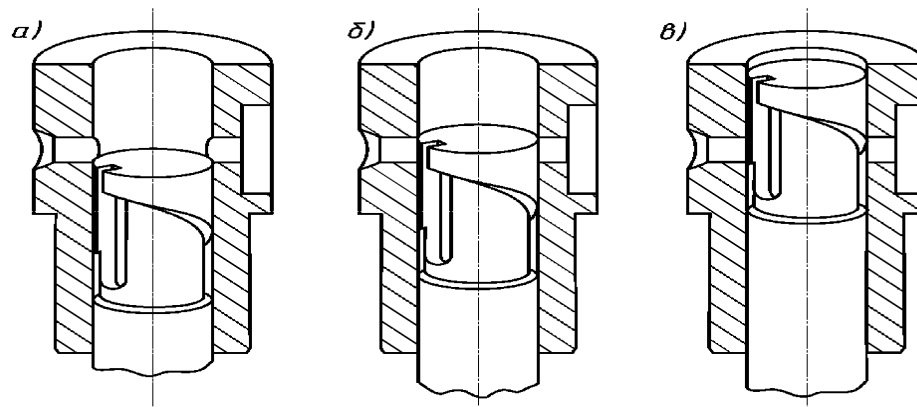


Рисунок 2.6 - Стадії процесу подачі палива секцією із золотниковим регулюванням *а* - наповнення надплунжерного простору; *б* – початок нагнітання; *в* - кінець нагнітання

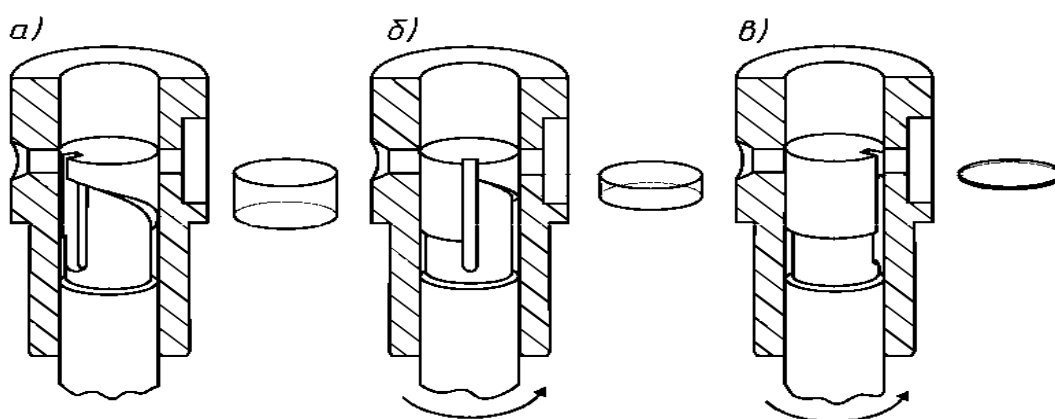


Рисунок 2.7 - Зміна циклової порції палива при повертанні плунжера щодо його осі. *а* - повна подача; *б* - часткова подача; *в* - нульова подача

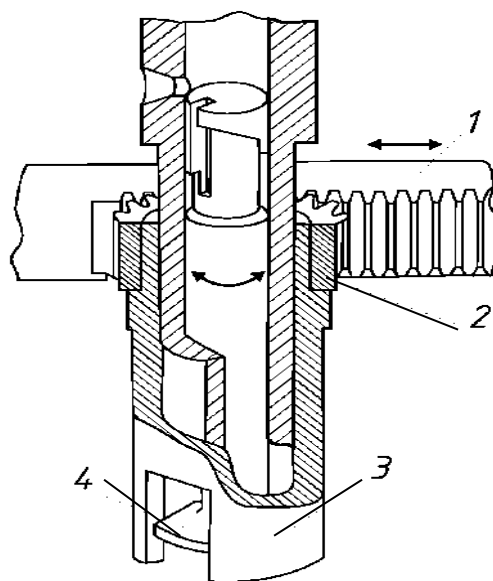


Рисунок 2.8 - зубчасто-рейкова передача для повертання плунжера: 1 - зубчаста рейка; 2 - зубчастий сектор; 3 - втулка; 4 - хвостовик плунжера

Інв. № подл.	Підп. і дата				Інв. № дубл.	Підп. і дата							
	Взам. інв. №					Інв. № дубл.							
	Підп. і дата					Підп. і дата							
	Зм					Зм							
Арк					№ докум.								
Підп.					Дата								
ПІНІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк								
					44								

Рисунок 2.7 - Зміна циклової порції палива при провертанні плунжера щодо його осі. *а* - повна подача; *б* - часткова подача; *в* - нульова подача

1 - зубчата рейка; 2 - зубчастий сектор; 3 - втулка; 4 - хвостовик плунжера

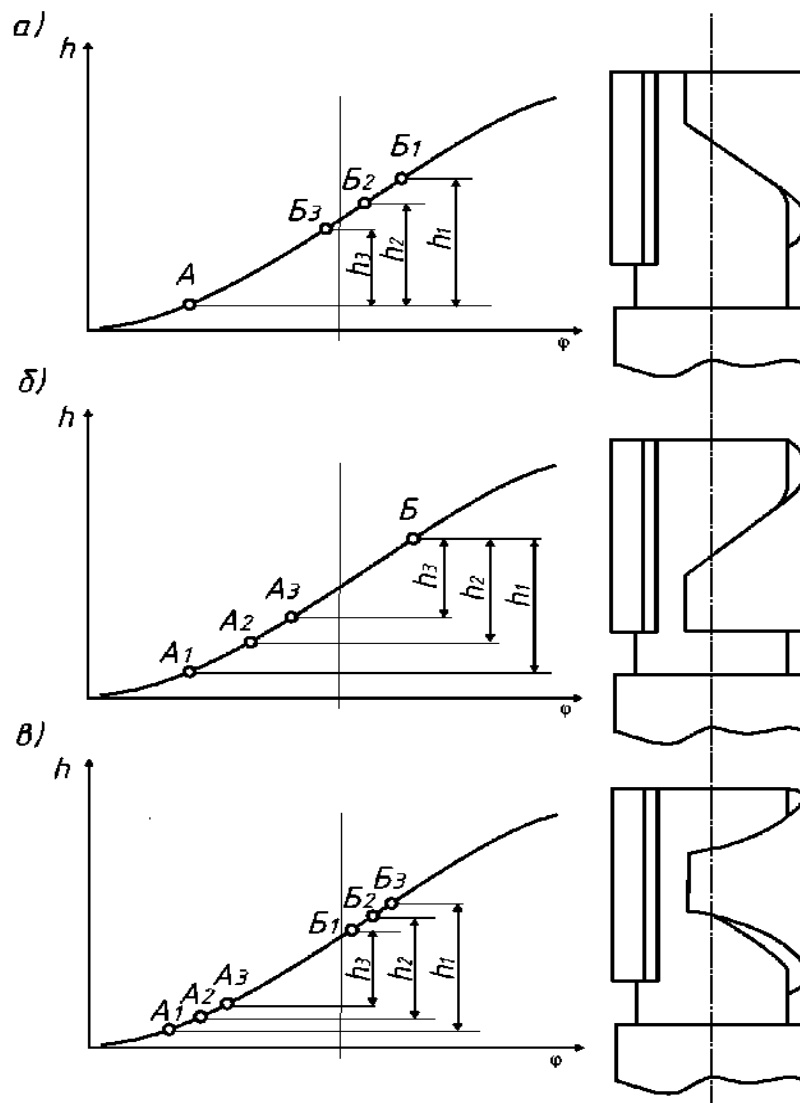


Рисунок 2.9 - Способи регулювання циклової порції й моменту подачі палива в циліндри двигуна: *а* - по кінцю подачі; *б* - по початку подачі; *в* – по початку й кінцю подачі

При другому способі регулювання (рис. 2.9 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 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

Інв. № подл.	Підп. і дата				Арк		
	Інв. № дубл.						
	Взам. інв. №						
	Підп. і дата						
Рисунок 2.9 - Способи регулювання циклової порції й моменту подачі палива в циліндри двигуна: <i>а</i> - по кінцю подачі; <i>б</i> - по початку подачі; <i>в</i> – по початку й кінцю подачі При другому способі регулювання (рис. 2.9 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					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ		45
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата			

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. 2.9 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.

2.4 Вибір напрямку модернізації двигуна

У низці своїх конструкцій фірма MAN застосовує змішане золотникове регулювання, у якому об'єднані способи регулювання за кінцем й початком подачі.

При великих циклових подачах регулюється тільки кінець подачі, при цьому верхня кромка плунжера опущена щодо його торця на деяку величину, що дозволяє змістити початок нагнітання на більш швидкісну ділянку підйому плунжера. При переході на режим зниженого навантаження (приблизно 85% від $N_{\text{ном}}$) плунжер розвертається щодо впускного отвору на якій відбувається підйом верхньої кромки. Завдяки цьому отвір у втулці перекривається

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
										46
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

плунжером раніше й кут випередження зменшується, що дозволяє зберегти максимальний тиск при зниженні навантаження.

На початку подачі залишається незмінним, а регулювання циклової порції здійснюється за кінцем подачі. Під час переходу на режими середніх і малих навантажень регулювання здійснюється за початком й кінцем подачі. Така геометрія робочих кромek дозволяє підтримувати максимальний тиск циклу p_z у діапазоні навантажень від 85 до 100% практично на постійному рівні. У результаті економічність дизеля на цих режимах зростає.

У відповідності до завдання на дипломне проектування розглянутий у проекті двигун має традиційну схему системи упорскування палива.

Для двигунів типу MAN B&W Diesel виробниками було з'ясовано, що термін паливних форсунок може бути значно збільшеним, якщо тиск впорскування в ній зменшити до діапазону 45000 кПа до 40000 кПа. Це підтверджується сервісним листом фірми MAN B&W Diesel - Service Letter SL2017-641/JNN (рис. 2.10). Адресно лист був спрямований для однієї серії судових двигунів MAN B&W Diesel, але ця проблема актуальна для всіх двигунів фірми MAN B&W Diesel. Тому, такий варіант модернізації, у дипломному проекті можливо вважати доцільним і ґрунтованим.

В паливних системах MAN B&W Diesel передбачений тиск в форсунках в межах 50035 кПа. Виробником встановлено, що при зниженні тиску відкриття паливного клапана в форсунці до 40000 кПа викиди NO_x залишаються в межах встановлених обмежень ІМО. Це зниження тиску дозволить збільшити час між капітальним ремонтом паливних форсунок до 8000 годин роботи. Але в процесі експлуатації необхідно зняти форсунку з працюючого двигуна, якщо встановлені експлуатаційні параметри перевищують наступні обмеження: відхилення температури вихлопних газів після циліндру перевищує 40 °С; температура вихлопних газів на вході турбонагнітача збільшується до 10 °С нижче межі сигналізації; чорний дим спостерігається при нормальному статичному навантаженні.

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						47

A close-up photograph of a diamond-coated drill bit. The bit is cylindrical and metallic, with a series of black O-rings or seals along its length. The tip of the bit is sharp and conical, showing a fine, textured surface that is the diamond coating. The background is dark and out of focus.

48

У випадку перевищення однієї з вищезазначених умов експлуатації, форсунка повинна перевірятися відповідно до прикріпленої робочої карти 514-01 [2, 3]. У випадку тиску відкриття вище 35000 кПа у всіх форсунках:

- Повторно використовувати форсунки без регулювання тиску відкривання.

Якщо тиск відкривання нижче 35000 кПа:

- Замінити розпилювач для впорскування, пружину та відрегулювати тиск.

Досвід виробників довів, що на задовільний ресурс і продуктивність паливної форсунки впливає стан вище наведених складових, то в роботі доцільно обмежитись саме розглядом тільки вказаних питань.

Для перевірки висунутих припущень можливої заміни встановлених регулювань, зробимо тепловий розрахунок двигуна, для якого визначимо як вихідні дані тривалість згорання й швидкість наростання тиску.

Схема системи паливоподачі MAN B&W 8L 58 / 64 показана на рис. 2.11, а зовнішній вигляд системи паливоподачі показаний на рис. 2.12.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата						
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
										49

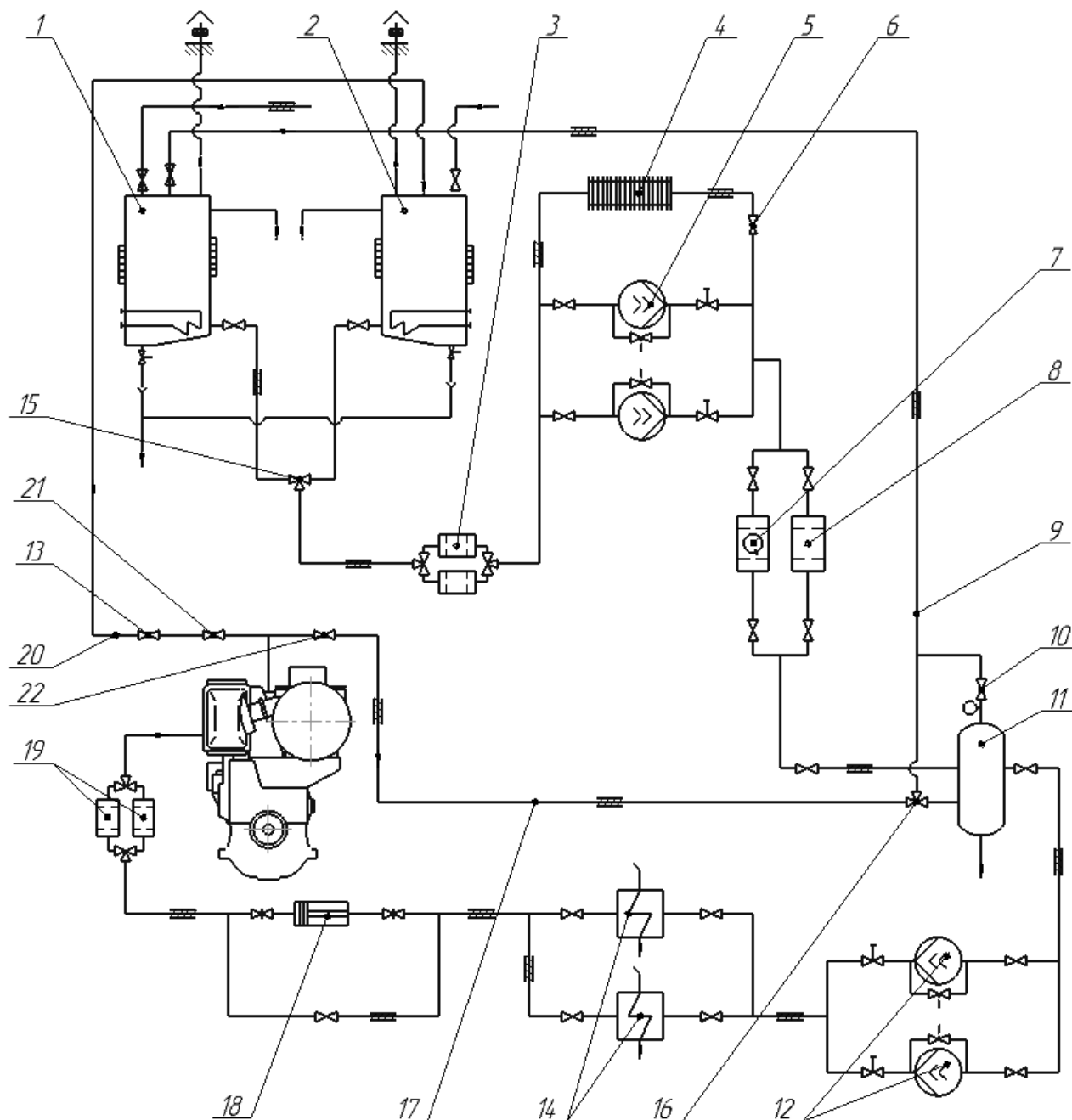


Рисунок 2.11 – Схема системи паливоподачі MAN B&W 8L 58 / 64:

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 трубопровод; 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 131.61.23.19. ПЗ Арк 50				

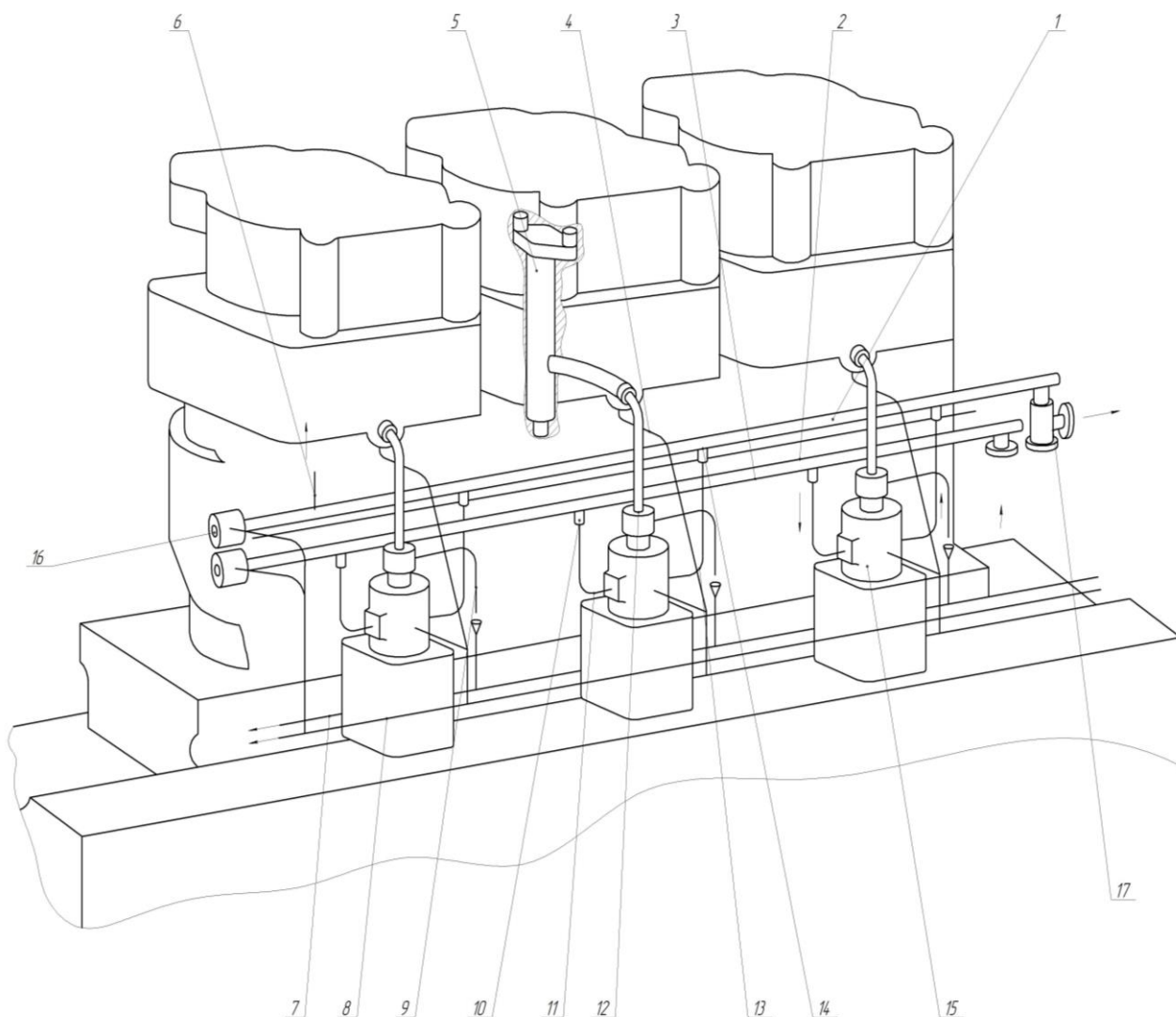


Рисунок 2.12 – Зовнішній вигляд системи паливоподачі суднового дизеля MAN B&W 8L 58 / 64:

1 – колектор; 2 – трубопровід підігріву; 3 – розподільна труба; 4, 7, 8, 9 – трубка протічок; 5 – паливна форсунка; 6 – дегазаційний трубопровід; 10, 14 – запірний клапан; 11 – магістральна труба; 12 – труба подачі палива; 13 – зворотній трубопровід; 14 – клапан дегазації; 15 – паливний насос високого тиску; 16 – з'єднувальні фітінги; 17 – індикаторний клапан

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ				Арк
				51

РОЗДІЛ 3

ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ МОДЕРНІЗАЦІЇ СИСТЕМИ ПАЛИВОПОСТАЧАННЯ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА

З метою перевірки висунутих у даному дипломному проекті припущень, зробимо тепловий розрахунок двигуна стосовно до нових умов організації робочого процесу. Аналіз, наведений вище, показав, що для підвищення ресурсу двигуна в частині часу використання паливних форсунок потрібно знизити тиск впорскування. Тому будемо вважати, що тривалість згоряння буде така ж як і тривалість подачі, з урахуванням інерційності системи упорскування. Тому, якщо геометрична подача насоса, для прототипа, становила 13° , то в реальному двигуні весь процес упорскування буде укладатися в $30...33^\circ$ за кутом повороту колінчатого вала. Для розрахунку основних параметрів робочого процесу скористаємося методом Гринівецького-Мазінга. Для побудови розгорнутих діаграм робочого процесу використовуємо метод визначення енергетичного балансу в робочому циліндрі двигуна, який був розроблений у Центральному науково-дослідному дизельному інституті (ЦНДДІ). Скористаємося даною моделлю, реалізованої у вигляді програми розрахунку з використанням персонального комп'ютера.

Для порівняння розрахункових результатів з вихідними даними, при виконанні проекту нами був проведений тепловий розрахунок для базового двигуна на режимі потужності 100% від номіналу. Після цього у вихідні дані була внесено корективу пов'язану із зі зміною перерозподілу між згорянням при постійному об'ємі та постійному тискові і всі розрахунків повторені. Далі з метою скорочення матеріалу, наводиться тільки розрахунок робочого процесу двигуна на режимі потужності 100% від номіналу після модернізації.

Вхідні данні для розрахунку наведено у табл. 3.1.

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
										52
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

3.1 Розрахунок дизеля MAN B&W Diesel 8L 58/64

Тепловий розрахунок головного двигуна проводимо з метою розрахунку робочих параметрів двигуна після проведення удосконалення. Це надасть можливості виявити вплив показників робочого процесу на основні параметри роботи суднового дизеля.

3.1.1 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.

Найбільше поширення для суднових дизелів рядне розташування циліндрів у вертикальній положенні. Таке розташування зручне при

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						53

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 судових 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 $F_{\text{кс}}$ до її об'єму $V_{\text{кс}}$, знижує теплові втрати в систему охолодження.

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

При об'ємно-плівковим 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						
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
										54

Таблиця 3.1 – 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

3.1.2 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. 3.2). Вони відповідають вимогам стандарту ISO 3217:1987 і відповідають класам RME 25 і RMG 35.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
										55
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

Таблиця 3.2 – Основні характеристики палива що використовується

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

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:

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

$$I_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H + S - O \right) = \frac{1}{0,230} \left(\frac{8}{3} 0,87 + 8 \times 0,121 + 0,003 - 0,006 \right) = 14,33 \text{ кг/кг.}$$

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 прийємо значення характерне для прототипу $\alpha = 2,38$.

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

Підп. і дата		$L_o = \frac{1}{0.208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,121}{4} + \frac{0,003}{32} - \frac{0,006}{32} \right) = 0.4935 \text{ кмоль / кг}$
Інв. № дубл.		$l_o = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H + S - O \right) = \frac{1}{0,230} \left(\frac{8}{3} 0,87 + 8 \times 0,121 + 0,003 - 0,006 \right) = 14,33 \text{ кг/кг.}$
Взам. інв. №		<i>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 α = 2,25...4,0, для розрахунків приймемо значення характерне для прототипу α = 2,38.</i>
Підп. і дата		<i>Кількість свіжого заряду, (M₁), для дизеля визначається по формулі:</i>
Інв. № подл.		

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Арк 56
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

$$M_1 = \alpha L_0 = 2,38 \times 0,494 = 1,17 \text{ кмоль}$$

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:

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

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

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

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

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

3.2 Процес впуску

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

Температура й тиск на вході у двигун. У двигунів з наддуванням

Інв.№ подл.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата						
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
										57

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

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

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

У двигуні з охолоджувачем після компресора температура у впускному ресивері:

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

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

T'_k - температура повітря перед охолоджувачем, що приймається рівній температурі на виході з компресора.

Тиск залишкових газів (p_r), МПа, Тиск залишкових газів у циліндрі двигуна p_r залежить від числа, розмірів і розташування клапанів, опору впускного й випускного трубопроводів, фаз газорозподілу, ступені наддування, швидкохідності двигуна й інших факторів. Для двигунів з

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата						
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
										58

високим наддуванням приймають: $p_r = (0,75...0,98)p_k$. Враховуючи це приймаємо:

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

Температура залишкових газів (T_r) для дизелів - 700.900 К. Слід урахувати, що збільшення α , і ε приводить до зниження T_r , а підвищення частоти обертання дизеля збільшує температуру залишкових газів.

Прийmemo $T_r = 774,0 \text{ К}$

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

Для дизелів з наддуванням $\Delta T = -5...10 \text{ К}$. Необхідно враховувати, що при збільшенні діаметра циліндра D , частоти обертання колінчастого вала n , і ступені стиску ε величина T_r зменшується. Якщо впускний і випускний трубопроводи розміщені поруч або впускний трубопровід обладнаний підігрівом, то величину ΔT слід приймати ближче до верхньої межі. Враховуючи особливості конструкції впускного тракту двигуна-прототипу, прийmemo значення $\Delta T = -6 \text{ К}$

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

Для знаходження втрат тиску визначимо щільність заряду в циліндрі:

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_g \cdot T_k} = \frac{0,113 \cdot 10^6}{287 \cdot 292,4} = 1,35 \text{ кг/м}^3,$$

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

Коефіцієнт опору ($s = \beta^2 + \zeta_{вп}$) враховуючий падіння швидкості свіжого заряду після входу його в циліндр і гідравлічні опори впускної системи двигуна, змінюється в межах 2,5...4,0. β - коефіцієнт загасання швидкості руху заряду, $\zeta_{вп}$ - коефіцієнт опору впускної системи в найбільш вузькому її перетині. Основний вплив на величину s виявляє частота обертання

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата						
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
										59

колінчатого вала. При збільшенні n коефіцієнт збільшується. Для розрахунку, враховуючи особливості конструкції базового двигуна, прийmemo $c = 3,0$.

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

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

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

Тоді

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

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

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

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
										60
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

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

Температура наприкінці процесу впуску (T_a) залежить від температури повітря після компресора T_k , підігріву заряду ΔT , температури T_r і коефіцієнта залишкових газів 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 кінця впуску для дизелів з наддуванням $T_a = 320 \dots 450 \text{ К.}$

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

$$\eta_v = M_d / M_0,$$

де M_d – дійсне число молів свіжого заряду в циліндрі;

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

Без врахування продувки й дозарядки циліндра для суднових дизельних двигунів коефіцієнт наповнення дорівнює:

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{T_k}{(T_k + \Delta T)(\varepsilon_0 - 1)} \left(\frac{\varepsilon_0 p_a}{p_k} - \frac{p_r}{p_k} \right) = \\ &= \frac{313,1}{(313,1 + 6)(14,00 - 1)} \left(\frac{14,00 \cdot 0,341}{0,361} - \frac{0,342}{0,361} \right) = 0,964. \end{aligned}$$

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата					
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ				
					Арк				
					61				

3.3 Процес стискування

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено. На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_1 величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі.

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 частоти обертання колінчатого валу n_1 збільшується;
- при підвищенні середньої температури процесу стиску n_1 зменшується;
- зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_1 збільшується;
- зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_1 збільшується;

Враховуючи результати аналізу конструкції прототипу приймаємо значення політропи, що характерне для дизелів з нерозділеними камерами згорання $n_1 = 1,32 \dots 1,42$ і приймаємо в розрахунку: $n_1 = 1,360$.

Тиск наприкінці процесу стиску (p_c):

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon_0^{n_1} = 0,341 \cdot 14,00^{1,36} = 12,343 \text{ МПа.}$$

Для розглянутого у проекті класу сучасних СОД з високим наддуванням $p_c = 8 \dots 16$ МПа. Отримане значення відповідає даному діапазону.

Температура наприкінці процесу стиску, (T_c):

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата					
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ				
					Арк				
					62				

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

Коефіцієнт молекулярної зміни свіжої суміші (μ):

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

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

Коефіцієнт ефективного тепловикористання (ξ_z) являє собою параметр який урахує втрати теплоти в процесі згорання. Величина змінюється на номінальному режимі для дизелів у наступних межах $\xi_z = 0,7...0,95$. При виборі даних для розрахунків варто враховувати зв'язок зазначених величин з режимом роботи двигуна. При підвищенні частоти обертання колінчатого вала дизеля значення ξ_z зростає з поліпшенням сумішоутворення й згорання палива.

Для двигунів ξ_z підвищується при збільшенні n до тих параметрів, поки зростання втрат теплоти за рахунок збільшення фази догорання палива не перевищить зменшення теплообміну за рахунок скорочення часу контакту гарячих газів зі стінками циліндра. Для розрахунку приймемо: $\xi_z = 0,900$.

Середня мольної теплоємності продуктів згорання c_v'' в діапазоні температур $t_g = 1000...2800$ °C 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:

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
										64
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

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

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

Рівняння згоряння 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 z:

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

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

Тому що $t_z = T_z - 273,15$,

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

Максимальна температура згоряння для дизельних двигунів – $T_z = 1700 \dots 2300 \text{ K}$. Отримане значення відповідає даному діапазону.

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

Ступінь підвищення тиску (λ). При розрахунку згоряння в дизелі крім значення ξ_z необхідно задатися ступенем підвищення тиску λ . Значення λ залежить головним чином від типу сумішоутворення й форми камери згоряння

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата					
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ				
									Арк
									65

режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного прийmemo: $n_2 = 1,180$.

Тиск наприкінці розширення (p_b), МПа.

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

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

Тоді

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

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

Температура наприкінці розширення (T_b), К для дизельного ДВЗ:

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

Для дизелів $T_e = 1100 \dots 1300$ К

3.6 Процес випуску

При розрахунку процесу випуску були орієнтовно прийняті значення тиску p_r і температури T_r газів наприкінці випуску. Точність вибору цих

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата						
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
										67

величин можна перевірити, обчисливши температуру залишкових газів за допомогою формули:

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

Вихначемо похибку прийнятого допущення:

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

Дана похибка може бути прийнята при попередньому розрахунку циклу двигуна.

3.7 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 трохи менше теоретичного внаслідок відмінності дійсної індикаторної діаграми від теоретичної.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
										68
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

Зазначена відмінність ураховується коефіцієнтом повноти індикаторної діаграми ϕ . З урахуванням прийнятого коефіцієнта ϕ дійсний середній індикаторний тиск циклу дорівнює:

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

Індикаторний ККД для суднових двигунів, що 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.):

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

де H_u підставляємо в МДж/кг.

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

Отримане значення відповідає даному діапазону.

3.8 Ефективні показники двигуна

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

$$p_e = p_i - p_m.$$

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 131.61.23.19. ПЗ			Арк
								69

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

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

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*:

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

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):

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата					
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ				
					Арк				
					70				

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

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

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

3.9 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:

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

- ефективна потужність одного циліндра:

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

- повну потужність:

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

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ				Арк
				71

- 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:

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

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.

3.10 Побудова індикаторної діаграми

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

Діаграму розрахункового циклу дизельного двигуна будують у такий спосіб. Залежно від необхідних розмірів діаграми приймають масштаб тисків

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата					
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ				
					Арк				72

m мм/МПа, і вибирають довжину відрізка, що відповідає робочому об'єму циліндра V_s . Об'єми циліндра в характерних точках індикаторної діаграми або відрізки діаграми, що відповідають цим об'ємам, обчислюють залежно від робочого об'єму циліндра V_s з наступних співвідношень:

– об'єм камери стиску:

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} = 169,64 / (14,00 - 1) = 13,05 \text{ л.}$$

– об'єм циліндра на початку стиску:

$$V_a = V_c + V_s = 13,05 + 169,6 = 182,7 \text{ л.}$$

– об'єм циліндра наприкінці видимого згоряння:

$$V_z = \rho \cdot V_c = 1,787 \cdot 13,05 = 23,32 \text{ л,}$$

де ρ – ступінь попереднього розширення.

Після чого розрахункові значення наносять на вісь абсцис.

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

Дані для побудови політропи стиску й розширення знайдемо аналітичним способом. Для цього весь робочий об'єм поділимо на частини й визначимо проміжне значення об'ємів V_i . Для забезпечення точності побудови візьмемо відносно невеликі проміжки між V_i розбивши весь об'єм на 40 ділянок. Проміжне значення тисків визначимо по формулах:

– на лінії стиску:

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

– на лінії розширення:

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	де p – ступінь попереднього розширення. Після чого розрахункові значення наносять на вісь абсцис. За віссю ординат – у відповідному масштабі тисків відкладемо координати характерних точок циклу: $a, c, c', c'', z, z', b, b', b''$. Дані для побудови політропи стиску й розширення знайдемо аналітичним способом. Для цього весь робочий об'єм поділимо на частині й визначимо проміжне значення об'ємів V_i. Для забезпечення точності побудови візьмемо відносно невеликі проміжки між V_i розбивши весь об'єм на 40 ділянок. Проміжне значення тисків визначимо по формулах: – на лінії стиску: $p_{ci} = p_a \left(\frac{V_a}{V_i} \right)^{n_1};$ – на лінії розширення:					
					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ Зм Арк № докум. Підп. Дата					Арк
										73

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

Розрахунки проміжних значень тисків і температур представимо у табл. 3.3. Для скорочення табличних даних представимо отримані значення із кроком розбивки всього об'єму на 40 ділянок.

Таблиця 3.3 – Дані для побудови індикаторної діаграми

Номер точки	Геометричні данні		Лінія стиску	Лінія розшир.
	ε	V_i	p_{ci}	p_{bi}
1	2	3	4	5
0	1,00	182,68	0,341	1,3
1	1,02	178,46	0,352	1,33
2	1,05	174,23	0,364	1,37
3	1,07	170,01	0,376	1,41
4	1,10	165,78	0,389	1,46
5	1,13	161,56	0,403	1,50
6	1,16	157,33	0,418	1,55
7	1,19	153,11	0,434	1,6
8	1,23	148,88	0,451	1,65
9	1,26	144,66	0,469	1,71
10	1,30	140,43	0,488	1,77
11	1,34	136,21	0,509	1,84
12	1,39	131,98	0,532	1,91
13	1,43	127,76	0,556	1,98
14	1,48	123,53	0,582	2,06
15	1,53	119,31	0,610	2,15
16	1,59	115,08	0,641	2,25
17	1,65	110,86	0,675	2,35
18	1,72	106,63	0,712	2,46
19	1,79	102,41	0,752	2,58
20	1,87	98,18	0,797	2,71
21	1,95	93,96	0,846	2,86
22	2,04	89,73	0,901	3,02
23	2,15	85,51	0,963	3,20

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата						
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
										74

1	2	3	4	5
24	2,26	81,28	1,032	3,39
25	2,38	77,05	1,111	3,62
26	2,52	72,83	1,200	3,87
27	2,68	68,60	1,303	4,15
28	2,86	64,38	1,422	4,48
29	3,06	60,15	1,561	4,86
30	3,29	55,93	1,725	5,30
31	3,57	51,70	1,922	5,82
32	3,89	47,48	2,162	6,45
33	4,27	43,25	2,459	7,21
34	4,75	39,03	2,834	8,16
35	5,33	34,80	3,322	9,36
36	6,09	30,58	3,976	10,94
37	7,09	26,35	4,892	13,09
38	8,48	22,13	6,247	14,81
39	10,57	17,90	8,418	14,81
40	14,00	13,68	12,343	14,81

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

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

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
										75
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

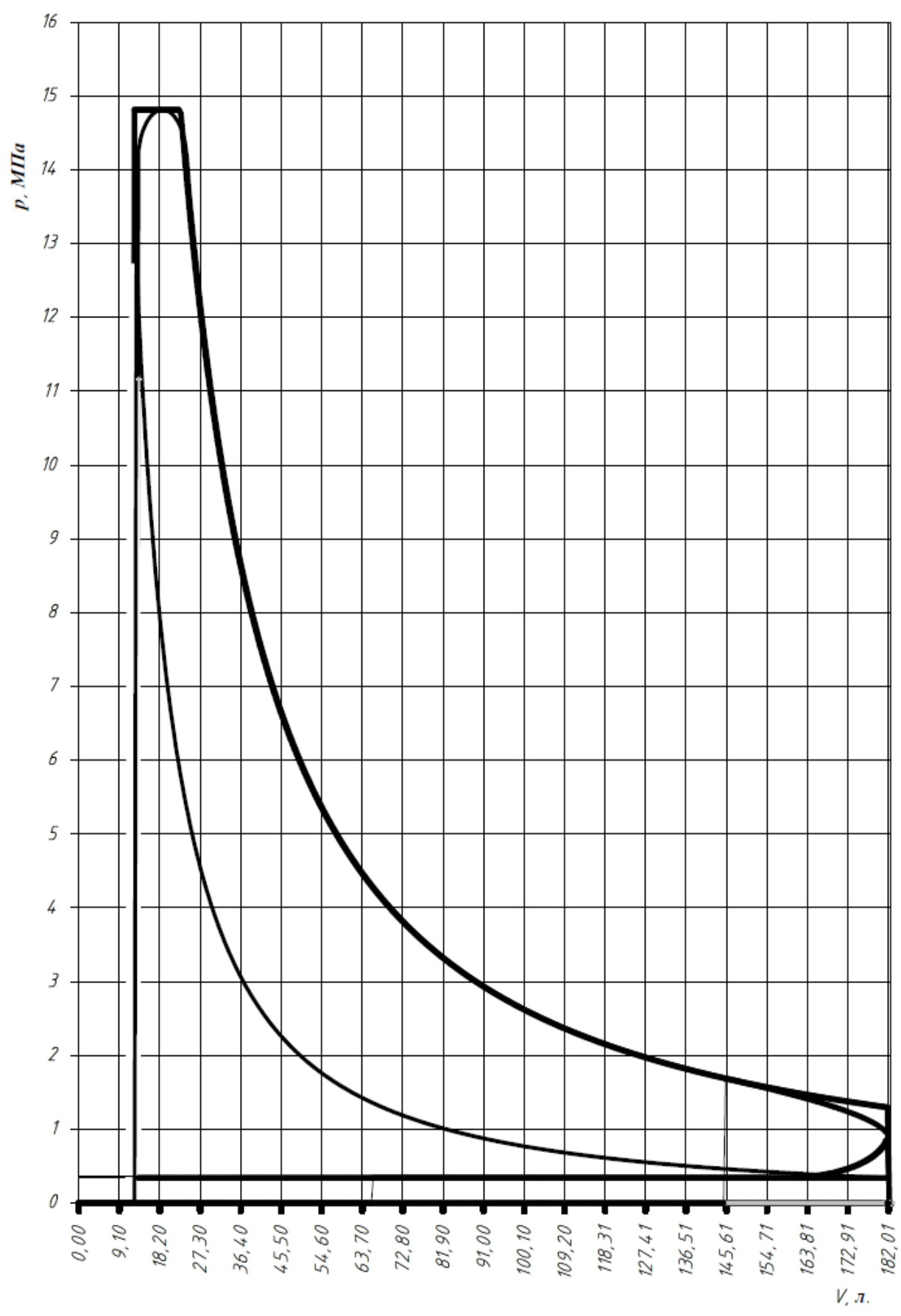


Рисунок 3.1 – Індикаторна діаграма робочого процесу в pV -координатах

Положення точки z' залежить від ступеня попереднього розширення. Положення точки b визначає кут випередження випуску, точку b' звичайно розташовують між точками b і a .

Для більш повного уявлення про процеси газообміну в циліндрах двигуна побудуємо діаграму газообміну, яка представляє збільшену в масштабі нижню частину індикаторної діаграми. Діаграма газообміну представлено на рис. 3.2.

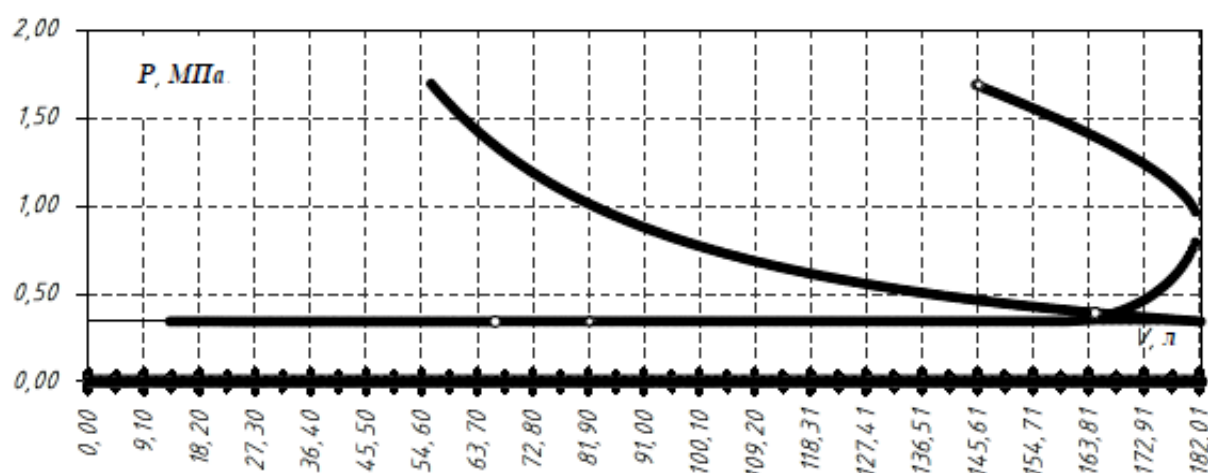


Рисунок 3.2 – Діаграма газообміну

3.11 Порівняння параметрів базового двигуна

Проводимо аналогічний розрахунок для базового двигуна до проведення модернізації. В результаті отримали аналогічну індикаторну діаграму для параметрів базового двигуна (рис. 3.3) до проведення модернізації.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ				
Арк				
77				

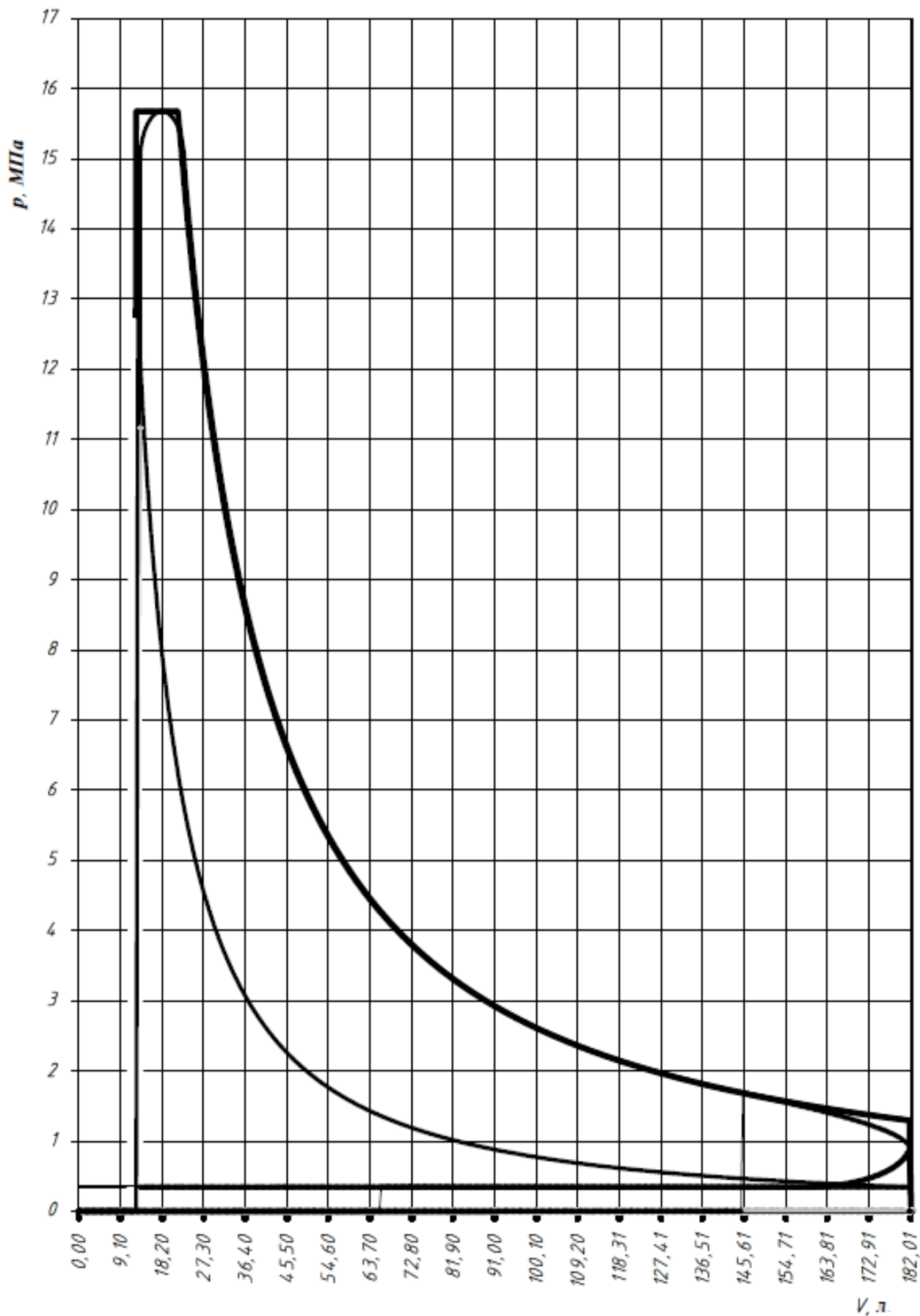


Рисунок 3.3 – Індикаторна діаграма робочого процесу в pV -координатах

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

ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ

78

3.12. Висновок про результати модернізації

Порівняння результатів розрахунку (табл. 3.4) і розгорнутих індикаторних діаграм (рис. 3.4) дозволяють сподіватися що запропоновані технічні рішення є ефективними, що не погіршують і ведуть до покращення показників двигуна. Так запропонована виробником MAN B&W Diesel зміна у організації процесу впорскування дозволяє майже без зміни потужність двигуна за рахунок зниження максимального тиску згорання на 1,0 МПа, суттєво підвищити ресурс форсунок до 8000 год. за рахунок проведеної модернізації, а також призведе до скорочення затрат на обслуговування.

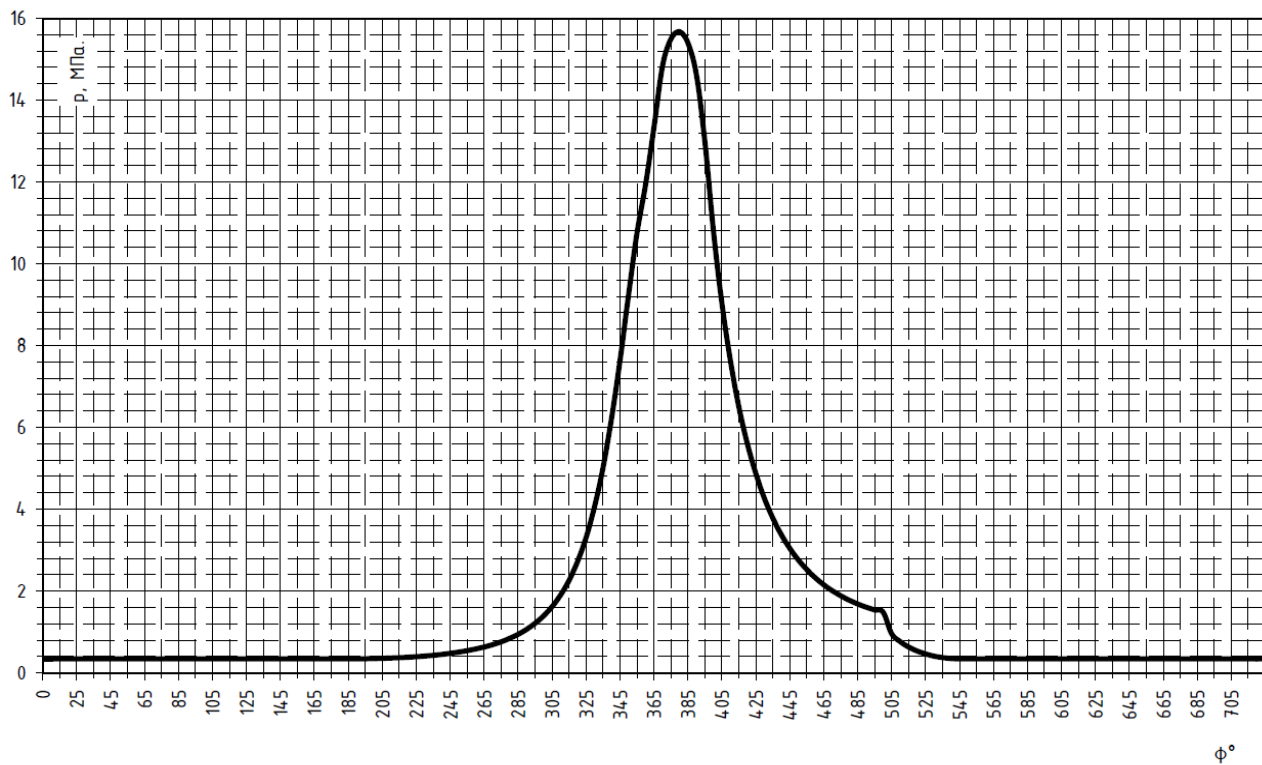
Таблиця 3.4 - Результати теплового розрахунку

Параметр	Значення	
	Базовий двигун	Модернізований двигун
Температура робочого тіла, К		
Температура повітря після ТКР, T_k	313,1	313,1
Температура наприкінці процесу впуску, T_a	321	321
Температура залишкових газів, T_r	766,0	768,2
Температура наприкінці стиску, T_c	829,99	829,99
Температура (максимальна) згорання, T_z	1 745,247	1 736,424
Температура наприкінці розширення, T_b	1 192,768	1 197,818
Питома витрата рідкого палива (g_e), г/(кВт·год)	174,52	174,95
Ефективна повна потужність, кВт	11186,29	11158,52
Годинна витрата палива, кг/год	1952,2	1952,2

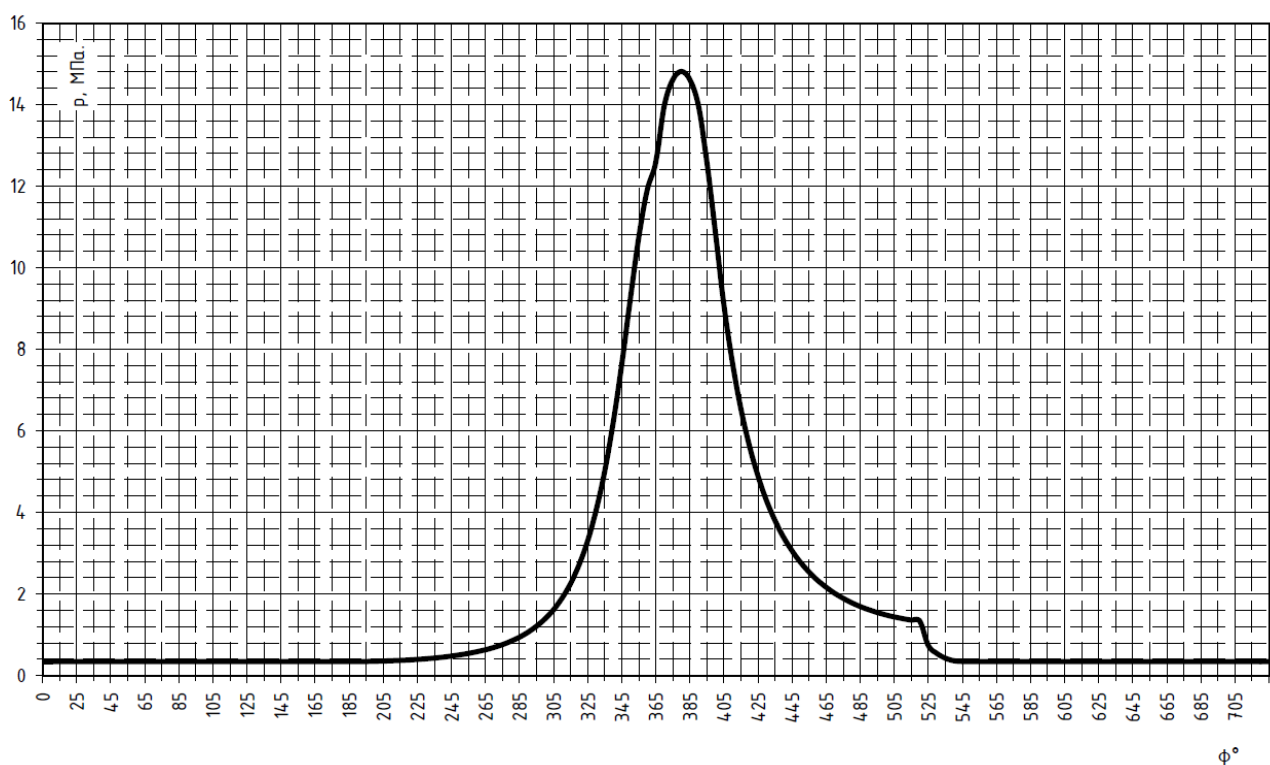
3.13 Особливості технічного обслуговування паливної форсунки для проведення модернізації у відповідності до проведеного розрахунку

Для проведення модернізації паливної форсунки в частині зміни тиску впорскування необхідно її демонтувати і провести необхідні регулювання на паливному стенді. При цьому ставляться обов'язкові вимоги безпеки в частині

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата						Арк
										79
					Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ



a



б

Рисунок 3.4 – Розгорнуті індикаторні діаграми за кутом повороту колінчастого валу для базового двигуна (*a*) і для результатів проведеної модернізації (*б*)

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

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ

Арк

80

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

Нахилити (див. рис. 3.5) 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. 3.5). Після чого потрібно видалити інструменти.

Відкрутити шестигранну гайку (1) з керуючого боку (рис. 3.5).

Зняти трубу для подачі палива.

Закріпити (рис. 3.6) опорний пристрій у корпусі рукоятки ручки (17) на засіб із шестигранним затвором (18). Відкрутити (рис. 3.6) різбову частину (7), відкрутити і вийняти її з циліндра головки (6).

Гвинтовий екстрактор (221.128) вставити в упорний фланець (3) (див. рис. 3.7 / I). Зняти упорний фланець (3) і демонтувати його (див. рис. 3.7 / II). Для забезпечення достатнього вільного руху по відношенню до рукоятки (13)

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						81

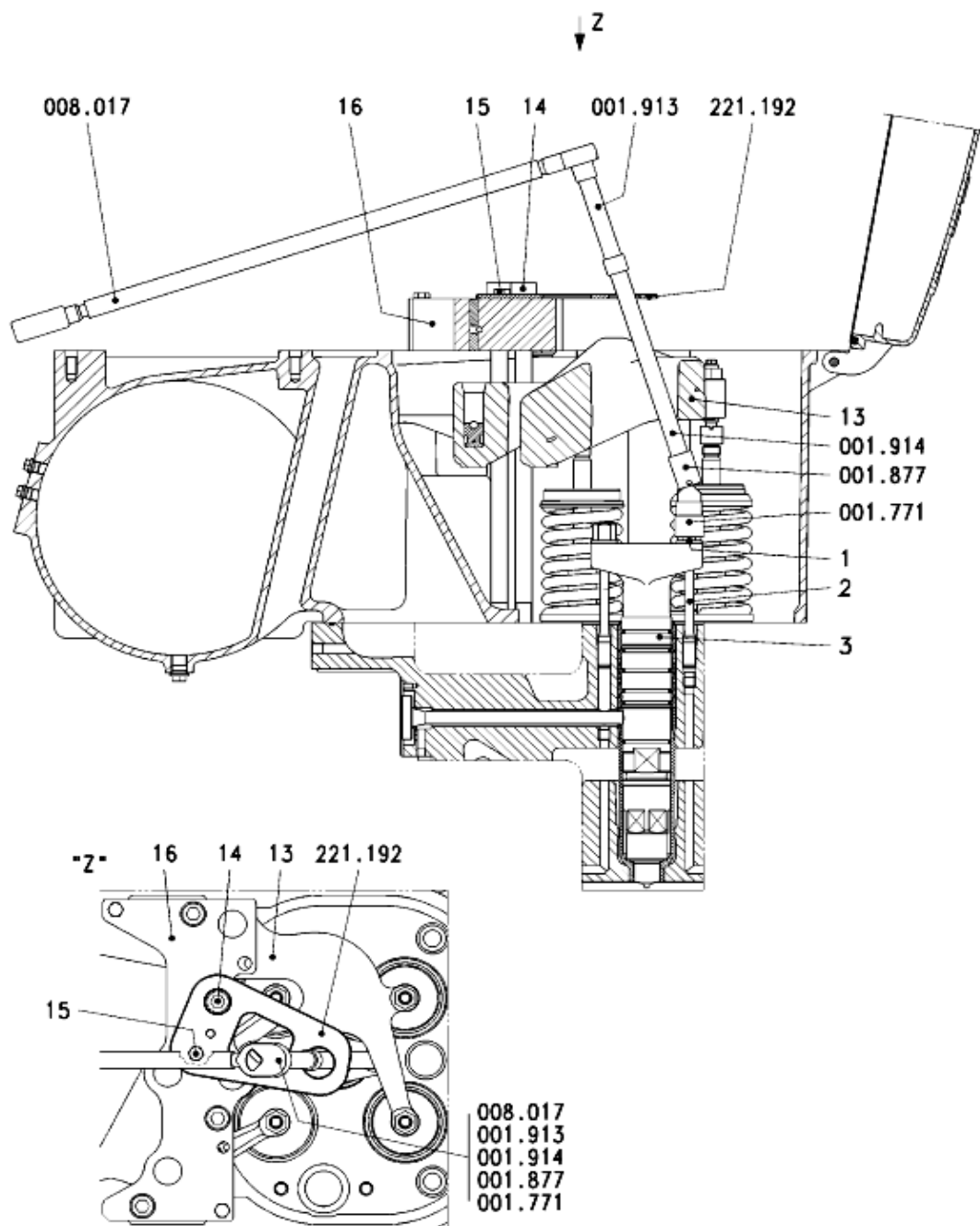


Рисунок 3.5 - Розкручування / затягування шестигранної гайки на стороні вихлопу - показано затягування шестигранної гайки: 1 - шестигранна гайка; 2 – шпилька; 3 - упорний фланець; 4, 11, 21 - О-подібне кільце ущільнення; 5 – втулка; 6 - головка циліндра; 7 - різьбовий елемент; 8 - ущільнююче кільце; 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 131.61.23.19. ПЗ

82

Арк

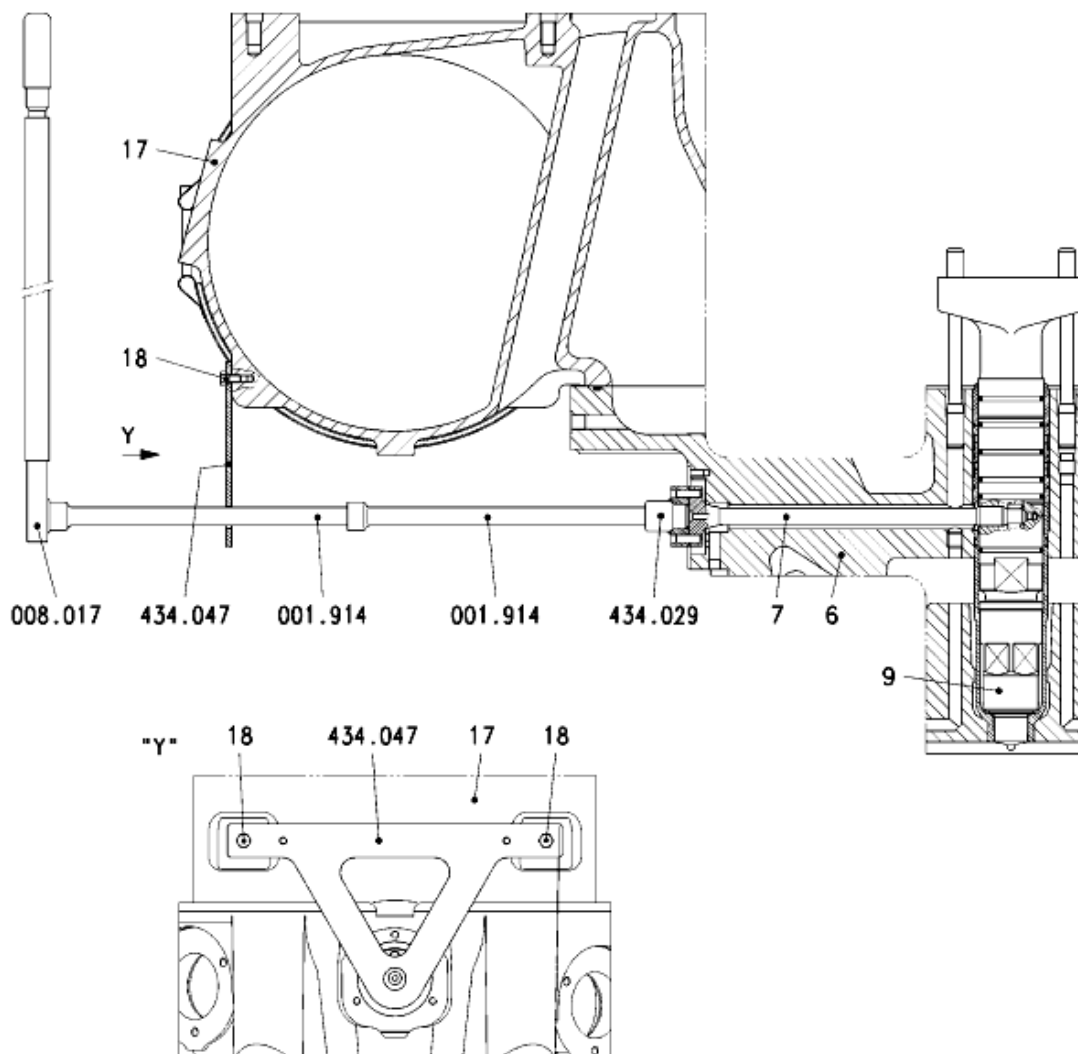


Рисунок 3.6 – Розкручування / затягування шестигранної гайки - показано затягування гайки: 6 - головка циліндра; 7 - різбовий елемент; 9 – паливна форсунка; 17 - кожух рукоятки; 18 - шестигранний болт М10х20

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 з різбою (221.179-2) на посадочний клапан подачі палива (9) (рис. 3.8 / 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.

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

ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ

Арк

83

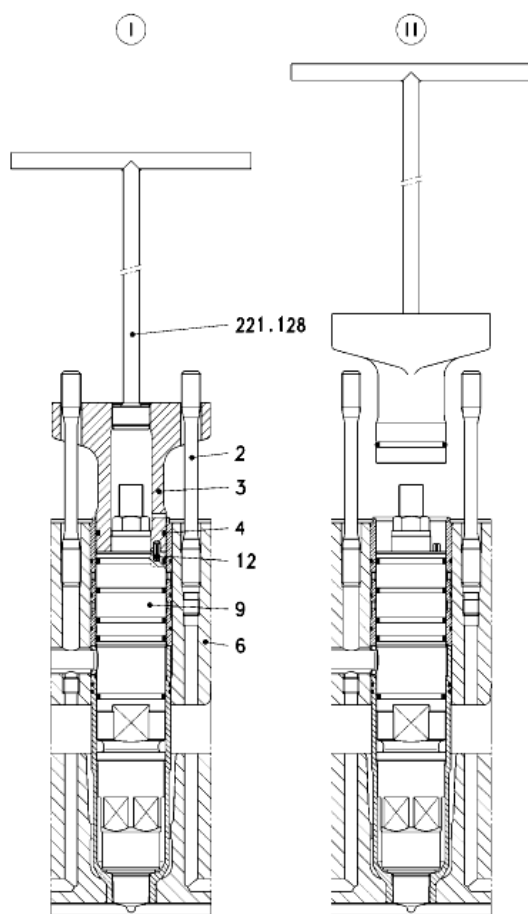


Рисунок 3.7 - Зняття / встановлення тяги фланця: 2 – шпилька; 3 - упорний фланець; 4 - О-подібне кільце ущільнення; 6 - головка циліндра; 9 – паливна форсунка; 12 – штифт; I-II - робочі кроки

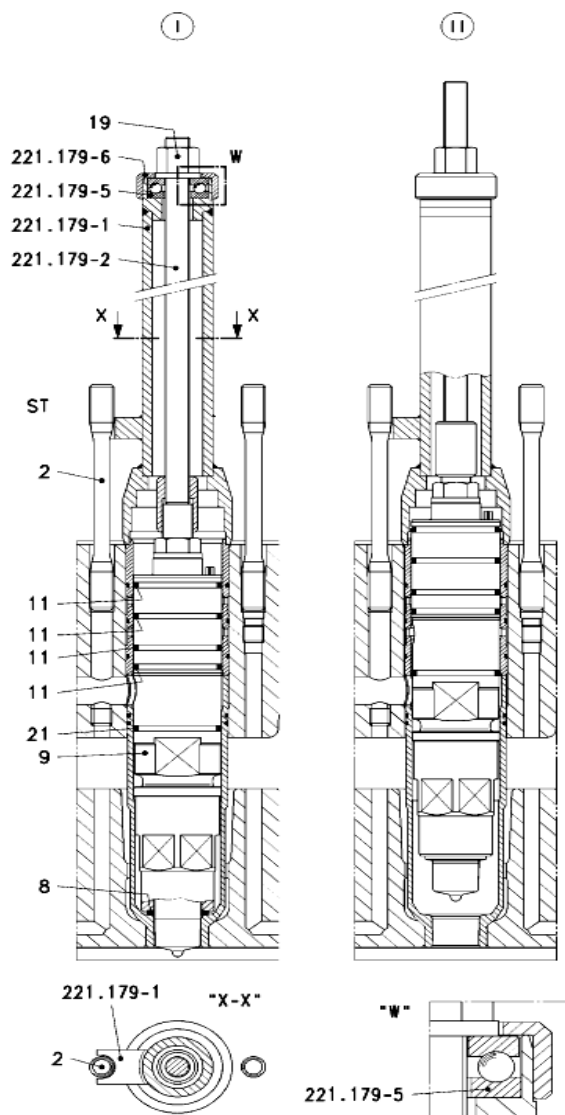


Рисунок 3.8 - Видалення паливної форсунки: 2 – шпилька; 8 - ущільнююче кільце; 9 – паливна форсунка; 11, 21 – О-подібне кільце ущільнення; 19 - шестигранник М24; ST - контрольна сторона; I-II - робочі кроки

Протягнути шарикопідшипник (221.179-5) на різьбовому поперечному дроті шпинделя і вставити в витягувальний рукав. Потрібно переконайтися, що вставлено шарикопідшипник з глибокою канавкою правильно (рис. 3.8). Розмістити елемент (221.179-6) на витягувальній втулці. Накрутити гвинт із

Інв.№ подл.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ				
				Арк
				84

шестигранною гайкою (19) на різьбовий шпindel. Відкрити шлангову гайку (19) та обережно витягнути його (рис. 3.8 / II). Необхідно використовувати прилад / інструмент (221.179) для видалення форсунки. Для цього гвинтову кільцеву гайку (000.192) встановлюють на різьбовий шпindel (рис. 3.9). Для цього закріплюють канат (20) до кільцевої гайки за допомогою дужки (002.454) та прикріплюють його до підйомного снарядження.

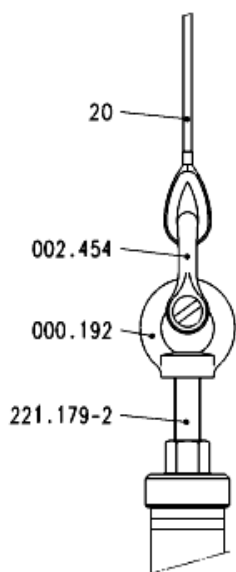


Рисунок 3.9 –
Видалення паливної
форсунки:
20 - канат

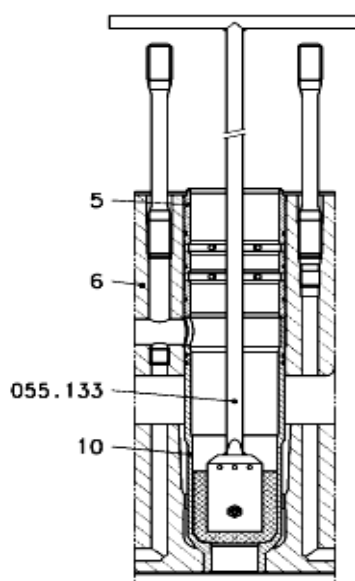


Рисунок 3.10 –
Очищення отвору в
розташуванні головки
циліндра:
5 – втулка;
6 - головка циліндра;
10 – вставка

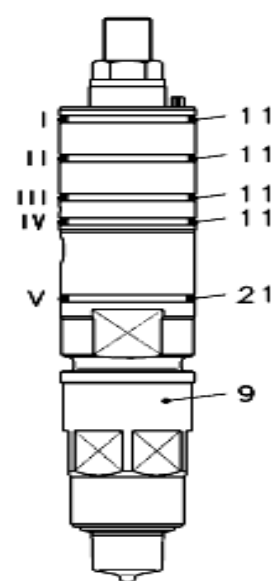


Рисунок 3.11 -
Ущільнювач кільця /
кільцевий паз:
9 - форсунка;
11, 21 - О-подібне кільце
ущільнення;
I-V – Кільцеві пази

Після цього обережно знімають паливну форсунку (9) суднового дизеля MAN B&W 8L 58 / 64 (рис. 4.8) з головки циліндрів (6) та встановлюють її на паливному стенді.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк	
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						85	

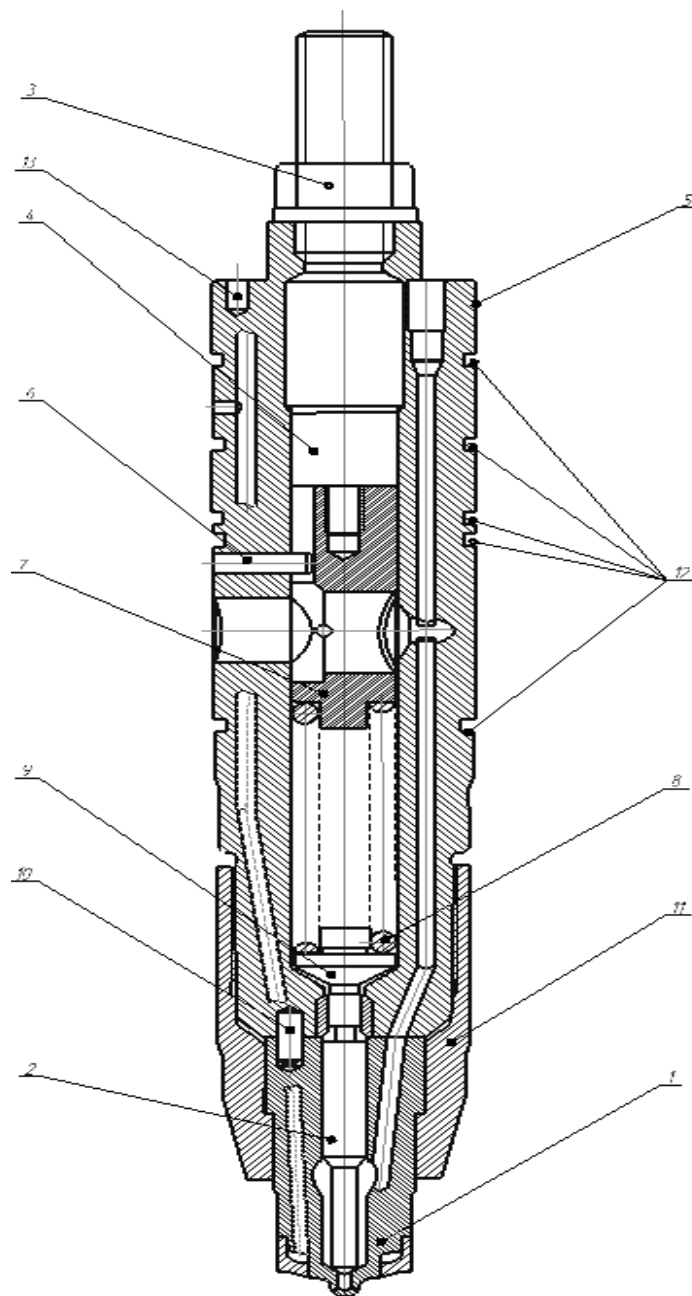


Рисунок 3.12 – Загальний вигляд паливної форсунки суднового дизеля MAN B&W 8L 58 / 64:

1 – корпус розпилювача; 2 – голчастий клапан; 3 – гайка шестигранна;
 4 – упор навантажувальної пружини; 5 – корпус форсунки; 6 – упор фіксуєчий; 7 – нижня опора навантажувальної пружини; 8 – навантажувальна пружина стиснення; 9 – штанга приводу голчастого клапана; 10 – штифт;
 11 – гайка насадки; 12 - отвори 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 131.61.23.19. ПЗ				
				Арк
				86

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.

Очищуємо отвір (рис. 3.10) 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. 2.1). 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.

Загальний вигляд форсунки суднового дизеля MAN B&W 8L 58 / 64 показаний на рис. 3.12.

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

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Арк
						87

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Охорона праці

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

До нормативно-технічної бази з охорони праці при роботі у МКВ судна відносяться наступні, спеціально розроблені, документи [11 - 14]:

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

Міжнародні документи:

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

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

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	Відносяться наступні, спеціальні розроблені, документи [11 - 14]:						
					1) Правила технічної експлуатації суднових енергоустановок;						
					2) Правила технічної експлуатації суднових електроустановок;						
					3) Правила устрою й безпечної експлуатації парових і водогрійних котлів та судин під тиском;						
					4) Правила пристрою й безпечної експлуатації суднових двигунів внутрішнього згоряння;						
					5) Правила техніки безпеки при експлуатації суднового тепломеханічного й електричного встаткування.						
					Міжнародні документи:						
					ІМО 2011 – міжнародний нормативно-правовий документ, який вступив в силу в 2011 році. Згідно з ІМО 2011 будуть посилені норми викидів в атмосферу, порівняно з 2000 роком.						
					Марпол 2006 – міжнародна конвенція щодо запобігання забруднення морського середовища суднами.						
										Арк	
					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ						88
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата							

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

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

4.1.2 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів у машинному відділенні. На людину в процесі його діяльності можуть впливати різні небезпечні й шкідливі фактори. Судно в комплексі з наявністю в ньому різного устаткування і механізмів являє собою об'єкт підвищеної небезпеки зі значною кількістю небезпечних і шкідливих факторів [11 - 14]. До числа цих факторів відносяться:

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. Електричні машини є джерелом вібрації. Вібрація негативно позначається на людях, що перебувають у приміщенні, і працюючі в зоні підвищеної вібрації люди можуть занедужати віброхворобою. По нормативних документах, рівень шуму повинен бути залежним від октавної смуги в межах 92...108 дБ, устаткування повинне безвідмовно працювати при вібраціях із частотою 3...50 Гц і амплітудою в 1 мм. Шкідливим фактором є також рівень шуму, що нормує документом для рівня шуму є ГОСТ 12.1.003-83.

Для дотримання умов мікроклімату передбачені системи вентиляції й опалення. Сприятливими для роботи є умови при відносній вологості в 40...60% і температурі 18...22 °С. У робочих умовах, однією з найважливіших

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						89

Таблиця 4.1 - Потенційні небезпеки й шкідливі фактори на судні

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

умов є освітленість робочого місця, нормованим значенням освітленості вважається освітленість в 200 лк. Відповідно до вимог ГОСТ 12.2.032-78, ГОСТ 12.2.033-78 робоче місце повинне забезпечувати максимально можливу зручність проведення робіт у положенні сидячи й стоячи. Кут зору для охопту інформаційного поля повинен бути не більше 120°. Робоча зона повинна бути не менш 1 м. Завдяки математичному моделюванню, стає можливим істотно зменшити вплив небезпечних і шкідливих факторів на персонал при випробуваннях і наступній експлуатації валогенераторної установки суден, завдяки вибору оптимального режиму роботи.

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

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПІНІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
										90
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

концентрації вище, ПДК діють на організм людини. По ГОСТ 12.1.005-76 установлені ПДК шкідливих речовин у повітрі робочої зони.

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

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

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

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

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата						Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					91

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

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

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

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

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

Інв.№ подл.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
										92
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата						

4.1.3 Розрахунок приточно-витяжної вентиляції в машинно-котельному відділенні

Загальна кількість повітря, що подається в машинне відділення, визначається за рівнянням:

$$L_{\Pi} = \frac{\Sigma Q_{\text{над}}}{C_{\Pi} \times \rho_{\Pi} \times \Delta t}, \text{ м}^3/\text{год.},$$

де $\Sigma Q_{\text{над}}$ - сумарні надлишкові тепловиділення в повітря працюючими механізмами, кДж/год.;

$C_{\Pi} = 1,01$ - питома теплоємність повітря, кДж/(кг×°C);

Δt - різниця температур повітря в МВ і зовнішнього, згідно санітарним нормам, °C;

ρ_{Π} - щільність повітря при зовнішній температурі, кг/м³

$$\rho_{\Pi} = \frac{\rho_0}{1 + \frac{t_H}{273}},$$

де $\rho_0 = 1,293$ – густина повітря при нормальних умовах, кг/м³;

t_H – температура зовнішнього повітря, приймається в залежності від району плавання судна по ГОСТ 24389-80, °C.

Надлишкове тепловиділення визначаються за виразами для ДВЗ

$$Q_{\text{ДВЗ}} = z \cdot 0,02 \times g_e \times N_{\text{едвз}} \times Q_{\text{ниж}}, \text{ кДж/год.},$$

де $N_{\text{едвз}}$ – потужність двигуна, кВт;

g_e – питома витрата палива, кг/(кВт·год);

$Q_{\text{ниж}}$ – нижча теплота згоряння, кДж/кг;

z – кількість двигунів, шт.

Проведемо розрахунок надлишкового тепловиділення ГД САТ 3512С:

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

ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ

93

$$Q_{\text{гд}} = 1 \cdot 0,02 \times 0,174 \times 11200 \times 42664 = 1662872,06 \text{ кДж/год.}$$

Проведемо розрахунок надлишкового тепловиділення ДГ САТ34.4DITA:

$$Q_{\text{дг}} = 2 \cdot 0,02 \times 0,220 \times 69 \times 42664 = 25905,6 \text{ кДж/год.}$$

Отже, сумарні надлишкові тепловиділення в повітря працюючими двигунами становить:

$$\Sigma Q_{\text{над}} = Q_{\text{гд}} + Q_{\text{дг}} = 1662872,06 + 25905,6 = 1688777,66 \text{ кДж/год.}$$

Густина повітря при зовнішній температурі 20 °С становить:

$$\rho_{\text{п}} = \frac{1,293}{1 + \frac{20}{273}} = 1,204 \text{ кг/м}^3.$$

Загальна кількість повітря, що подається в машинне відділення становить

$$L_{\text{п}} = \frac{1688777,66}{1,01 \times 1,204 \times 20} = 69437,59 \text{ м}^3/\text{год}$$

Кратність циркуляції

$$n = \frac{L_{\text{п}}}{V_{\text{м}}} = \frac{69437,59}{11769} = 14,77.$$

де $V_{\text{м}}$ – об'єм машинного відділення.

Цей розрахунок виконаний з метою визначення необхідної кількості циркулюючого повітря в машинному відділенні згідно загальних санітарно-гігієнічних умов даної кількості циркулюючого повітря вистачає для підтримки метеорологічних умов на оптимальному рівні а встановленої

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПІННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ 94				Арк 94

потужності вентиляторів марки SMC8 – 100 дозволяють підтримувати необхідні параметри в межах 40...60 % при наявності повітряного опалення, у літню пору нормалізується. Для підтримки необхідних параметрів повітря у МКВ на судні застосована система приливно-витяжної вентиляції та опалення.

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

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

4.2 Безпека в надзвичайних ситуаціях

4.2.1 Боротьба з пожежами на судах

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

Капітан судна відповідає за створення атмосфери співробітництва, необхідної для забезпечення пожежної безпеки його судна.

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

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата					
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата					
					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ				Арк
									95

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

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

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

Зберігання легкозаймистих рідин (ЛЗР), обтиральних матеріалів і інших легкозаймистих матеріалів постачання проводиться в спеціальних приміщеннях і місцях під контролем відповідальних осіб.

Обтиральний матеріал після використання й інше технічне й побутове сміття необхідно збирати в спеціальних місткостях й здавати на берегові збирачі. Знищення сміття в інсинераторах проводиться з дозволу відповідальної особи й відома вахтової служби із заповненням необхідних документів про операцію.

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

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

Кожний член екіпажу, а командний склад особливо, зобов'язано знати: правила використання протипожежних систем і засобів, наявних на судні; характеристики вогнегасних речовин і обмеження їх застосування, токсичність вогнегасників; основи хімічних процесів горіння (ланцюгову реакцію горіння);

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата						Арк
										96
					Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ

умови виникнення й підтримки пожежі (пожежний трикутник і тетраедр, роль кисню й теплоти в руйнуванні пожежного трикутника й тетраедра); причини виникнення й шляхи поширення пожежі судном; типи горючих речовин; небезпечні фактори пожежі (полум'я, теплота, гази й дим); основні класи пожеж (А, В, С и D і їх комбінації); структуру й вражаючі фактори продуктів неповного згоряння горючої речовини (водяна пара, двоокис вуглецю, окис вуглецю й інші); правила використання ізолюючих засобів захисту органів дихання й шкіри, наявних на судні; конструкцію систем вентиляції приміщень, місця вимикання вентиляторів, перекриття вентиляційних закриттів.

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

Тактика боротьби з пожежами містить у собі: оголошення пожежної тривоги; при можливості, огляд аварійного району для уточнення місця, типу палаючої речовини, інтенсивності пожежі; визначення порядку виконання дій з порятунку пасажирів і екіпажу, локалізації й боротьби з пожежею, видаленню води, що накопичується при гасінні пожежі.

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

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата					
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ				
					Арк				
					97				

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

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

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

У випадку нападу піратів використовуються рекомендації, викладені в Римській Конвенції "По боротьбі з піратством, тероризмом і іншими протиправними актами на морі, а також поправки до конвенції SOLAS і новий кодекс по охороні суден і портових споруджень пов'язаних із застосуванням насильства, становить основу міжнародного права. Насильство і погроза застосування сили в міжнародних відносинах заборонені відповідно до Уставу ООН. Однак є й інші прояви актів насильства. Серед них перше місце займає піратство. У відповідності зі ст. 101 Конвенції ООН по морському праву 1982 р. піратством є кожне з перерахованих нижче дій:

- будь-який неправомірний акт насильства, затримки або грабіж, вчинені з особистими цілями екіпажем приватновласницького судна або приватновласницького літального апарата у відкритому морі проти іншого судна або проти осіб, або майна, що перебувають на його борту;
- проти якого-небудь судна, осіб або майна в місці поза юрисдикцією якої б те не було держави;
- будь-який акт добровільної участі у використанні якого-небудь судна, зроблений зі знанням обставин, у силу яких судно є піратським;
- будь-яке діяння, що є підбурюванням або свідомим сприянням здійсненню дій, що передбачаються в п. 1 і 2.

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

ПІНІ НУК 131.61.23.19. ПЗ

Арк

98

Найнебезпечнішими з погляду потенційної можливості нападів піратів традиційно вважаються води Південно-Східної Азії. У першу чергу варто виділити район до північно-заходу від індонезійських островів Анамбас у Південно-Китайському морі, де судна досить часто стають жертвами нападів піратів. Практично вся акваторія Південно-Китайського моря, особливо у берегів Індонезії, Філіппін і В'єтнаму у цьому відношенні є неблагополучною. До числа надзвичайно «піратонебезпечних» районів відноситься також Малаккська та Сінгапурська протоки, зокрема, вузькість Філіп Ченнел. Піратські напади тут здійснюються, як правило, на швидкохідних моторних човнах, що заходять із сторони корми судна.

Самий зручний момент для піратів - прийом або здача лоцмана, коли судно знижує швидкість. Найбільш уразливими є тихохідні навантажені судна з низьким надводним бортом. Хоча траплялися напади й на контейнеровози, що йдуть зі швидкістю більше 20 вузлів.

Можливі випадки, коли під час стоянки судна в порту пірати проникають на судно, ховаються, а потім після виходу в море забезпечують доступ на борт своїм співникам, що доганяють судно на швидкохідних катерах.

Іншим «піратонебезпечним» районом Світового океану є води в узбережжя Західної Африки. Погроза піратства в цьому регіоні збільшується політичною нестабільністю й частими військовими конфліктами. Напади на судна відбуваються, як правило, у портах, на якірних стоянках або поблизу берега, коли судно йде малим ходом. По статистиці найбільше часто судна зазнавали нападів у портах Лагос і Харкоурт (Нігерія), Монровія (Ліберія), Фрітаун (Сієрра Леоне), Конакрі (Гвінея) і Доула (Камерун).

Хоча перераховані райони є найнебезпечнішими, час від часу відбувається підвищення активності піратів й в інших районах Світового океану. До них, зокрема, відносяться води у берегів Східної Африки, Шрі-Ланки, Індії й Бангладеш, де економічна й політична нестабільність сприяють росту числа розбійних нападів на торговельні судна.

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

ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ

Арк	
99	

Базові правові основи боротьби з морським піратством були закладені такими міжнародними нормативними документами:

1. Женевська конвенція про територіальне море та прилеглу зону від 1958 року. У статтях 14-20 Конвенції визначається обов'язок кожної держави боротися проти піратства. Визначення піратства й піратського судна, відповідальність за захоплення суден є основними елементами конвенційних положень, які реалізуються Міжнародною морською організацією [11 - 14].

2. Конвенція ООН з морського права 1982 року. Статті 100...107, що безпосередньо регламентують питання боротьби з піратством, фактично повторюють статті 14-20 Женевської конвенції про територіальне море та прилеглу зону від 1958 року. Інші положення Конвенції ООН 1982 року також встановлюють правову основу для прийняття й введення до законодавства загальноприйнятих норм і стандартів, що забезпечують безпеку судноплавства [11 - 14].

3. Конвенція ООН про боротьбу з незаконними актами, спрямованими проти безпеки морського судноплавства 1988 року, що регламентує боротьбу з незаконними актами поза територіальним морем, які не підпадають під визначення піратства.

4. Міжнародна конвенція з охорони людського життя на морі 1974 року (Конвенція СОЛАС-74).

5. Міжнародний кодекс з охорони суден і портових засобів (Кодекс ОСПС).

6. Низка резолюцій Міжнародної морської організації (ММО) і рекомендацій Міжнародного морського бюро. До 2008 року ООН та її спеціалізована установа ММО ухвалили значну кількість резолюцій та рекомендацій, які мали попередити захоплення суден. При цьому фактично всі резолюції підтверджували виключну компетенцію Сомалі щодо затримання піратів в своїх територіальних водах. Але кількість захоплень в районі Африканського Рогу з року в рік збільшувалася. Резолюція Ради безпеки ООН №1816 від 2 червня 2008 року вперше встановила, що держави, які

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
<i>ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ</i>				
Арк 100				

співробітничать з Перехідним урядом Сомалі та у відношенні яких уряд Сомалі завчасно направив повідомлення Генеральному секретарю ООН можуть:

а) входити до територіальних вод Сомалі з метою припинення актів піратства та збройного пограбування на морі, так само як це дозволяється робити у відкритому морі щодо піратства у відповідності до норм міжнародного права;

б) використовувати в межах територіальних вод Сомалі усі необхідні заходи з метою припинення актів піратства та збройного пограбування, так само як це дозволяється робити у відкритому морі щодо піратства, у відповідності до норм міжнародного права [11 - 14].

Зазначена резолюція стала основною нормативною підставою для започаткування 8 грудня 2008 року антипіратської операції ВМС Європейського Союзу під назвою «Аталанта» та у січні 2009 року операції багатонаціональних військово-морських під назвою Combined Task Force - 151 (CTF-151), яке складається з кораблів більш ніж 30 країн та ініційоване США. Оскільки для нашої держави проблема морського піратства має особливу актуальність, державні органи України вивчали питання залучення кораблів ВМС України до операції Євросоюзу.

4.2.2 Способи запобігання піратських нападів

Найпростішим способом запобігання нападу на судно є посилення мір пильності й обережності, демонстрації яких при спостереженні за судном-об'єктом нападу буде досить, щоб остудити войовничий запал піратів і змусити їх задуматися про доцільність нальоту. Для цього необхідно при вході в піратонебезпечний район увести в дію заздалегідь розроблене й затверджене положення із чітко розписаними діями екіпажа по:

– виявленню й ідентифікації на максимальному видаленні від судна підозрілих осіб, плавзасобів з наступним візуальним супроводом таких, використанню засобів висвітлення й оповіщення, як то: сигнальних ракет, звукових сигналів, даючи тим самим зрозуміти очевидність факту виявлення й прийняття необхідних превентивних мір, готовності судна до оборони;

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата						
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
										101

Запобіжні заходи на судні, у порту, на якірній стоянці. Уникати якірних стоянок, що ставлять судно в уразливе положення.

Здійснювати постійне візуальне й радарне спостереження за малими плавзасобами.

Триматися на відстані від фарватеру на якірній стоянці поблизу берега.

На якірній стоянці й у порту забезпечувати освітлення всієї палуби, що прилягають до бака і юта просторів з постійною присутністю на них членів екіпажа, підводячи можливих грабіжників до думки про готовність судна до дій по тривозі й неможливості таємного проникнення. При цьому засобу висвітлення перемикаються на різні яскравості, імітуючи зв'язок сигналами. Водний простір обшукується променями прожекторів, проводиться перевірка шлангів і помп із відпрацьовуванням дій екіпажа.

Тримати в постійній готовності до забору води пожежні рукави й шланги.

Заборона торгівлі, контактів з місцевим населенням на борті судна. Прохід на борт судна тільки в одному контрольованому місці.

Порядок дій при виявленні піратів. Негайне оповіщення всіх задіяних на вахті членів екіпажа й, наскільки можливо, неухильне виконання запропонованих планом безпеки дій і заходів.

Можливе виявлення піратів радаром, сигнали якого й можуть бути попередженням при проходженні небезпечної зони ще до візуального виявлення. Найчастіше різниця між піратським і звичайним рибацьким судном виражається в нормальному висвітленні останнього. Для піратського судна також є характерним рух галсами, із частими змінами курсу. У регіоні Південно-Східної Азії пірати на початковій фазі практикують паралельне курсу об'єкта нападу рух на видаленні 4...5 кабельтових з метою маскуванню, або впливають за кормою потенційної жертви, ведучи візуальне спостереження за системою охорони й оборони. Ухваливши рішення щодо нападі, пірати збільшують швидкість ходу до граничної. Тому при радарному виявленні підозрілого об'єкта необхідно якнайшвидше пропеленгувати його з максимально точним визначенням курсу й направити на нього промені прожектора.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Арк
						103
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Наступним кроком повинне бути негайне оголошення загальної тривоги й виконання запланованих заходів всіма членами екіпажа.

Відхід у відкрите море на граничній швидкості.

Для осліплення й ослаблення просторової орієнтації необхідно направити убік нападаючі прожектори й всі засоби висвітлення.

Передача сигналу небезпеки береговій владі й судам у регіоні.

Використання сигнальних ракет по прямому призначенню й разом з водометними шлангами як оборонну зброю.

При наближенні нападаючих і використанні ними абордажних гаків необхідно почати максимум зусиль, щоб відрізати прикріплені до них кінці.

Порядок дій при вторгненні піратів. Відхід всім екіпажем у заздалегідь підготовлений притулок (цитадель).

Передача сигналу небезпеки по радіо, радіопошук можливої допомоги.

Доцільно втриматися від актів героїзму в інтересах схоронності життя людей – пірати можуть бути озброєні або перебувати в стані порушення (сп'яніння).

Порядок дій після нападу й відходу піратів із судна. Капітан судна, що підлягало нападу, в терміновому порядку письмово інформує органи влади держави, у водах або порту якого відбувся напад, навіть у випадку, якщо воно не мало успіху. При нападі в міжнародних водах – інформуються органи найближчого в географічному відношенні держави. Після термінового й формалізованого повідомлення капітан готує детальний рапорт із найдокладнішим описом кількості, зовнішності, національності що напали, використовуваних ними плавзасобів, часу, місця нападу із вказівкою координат, національної приналежності, відстані від берега. Варто вказати також характер реакції місцевих органів влади на сигнал судна про напад.

Такі формалізовані й деталізовані повідомлення повинні бути терміново підготовлені й розіслані на адресу органів влади або правоохоронних органів найближчої держави, посольства (консульства) держави прапора судна, судовласника й оператора (якщо це не одна й та сама особа).

Інв.№ подп.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата						
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
										104

Судноплавна компанія у свою чергу приймає всі міри для доведення інформації про те, що трапилося, до відомості адміністрацій держави прапора судна, а також Міжнародної Морської Організації, що веде й обробляє статистику піратських нападів для виробітку мір і рекомендацій на міжурядовому рівні.

Все вищевикладене дозволяє зробити наступні висновки:

– піратство як один з видів злочинів на море продовжує залишатися в наші дні серйозною перешкодою для міжнародної торгівлі й мореплавання;

– самим небезпечним, з погляду можливого піратського нападу на судно, залишається регіон Південно-Східної Азії. У порівнянні з 2001 р., загальне число зареєстрованих у світі нападів на судна зросло з 335 до 370 (на 10,45%). В 136 випадках пірати були збройні ножами, в 68 випадках – вогнепальною зброєю й в 49 випадках – іншими видами зброї. Нападу переважно піддавалися судна, що коштують на якорі. Відзначено значний ріст числа викрадень судів, з 16 до 25 випадків. В основному, це буксири, баржі й рибальські судна, що працюють у водах Індонезії й Малакської протоки;

– піратські напади (особливо це стосується регіону Південної Америки) ретельно плануються й організовуються. Найчастіше пірати знають про вантаж, що перебуває на судні, що говорить про їхнє зрощування з мафіозними структурами.

Висновок. 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-витяжної вентиляції.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата						
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк
										105

ВИСНОВКИ

У ході підготовки та написання даного дипломного проекту було проаналізовано найбільш суттєві конструктивні особливості сучасного суднового двигуна моделі MAN B&W Diesel 8L 58/64. На підставі проведеного аналізу розроблено ряд заходів щодо поліпшення умов роботи паливної системи розглянутого двигуна, а саме:

- проаналізовано основні тенденції розвитку сучасних дизелів, що використовуються у якості головних;
- проаналізовано основні тенденції розвитку сучасних систем паливopостачання та впорскування палива у камеру згорання двигуна;
- розроблені технологічні рекомендації щодо демонтажу модернізованих паливних форсунок в суднових умовах, розроблено комплекс заходів щодо забезпечення безпеки персоналу при виконанні робіт по обслуговуванню та ремонту агрегатів паливної системи головного двигуна.

Результаті розрахунку дозволяють сподіватися, що запропоновані технічні рішення є ефективними і ведуть до покращення показників двигуна. Так запропонована зміна у організації процесу впорскування дозволяє майже без зміни потужність двигуна за рахунок зниження тиску відкриття паливного клапана в форсунці до 40000 кПа - 45000 кПа. підвищити час між капітальним ремонтом паливних форсунок до 8000 годин роботи. Крім того, зниження тиску відкриття паливного клапана в форсунці дозволить зробити роботу судового двигуна більш надійною, що в свою чергу приведе до скорочення витрат на обслуговування.

Інв. № подп.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Так запропонована зміна у організації процесу впорскування дозволяє майже без зміни потужність двигуна за рахунок зниження тиску відкриття паливного клапана в форсунці до 40000 кПа - 45000 кПа. підвищити час між капітальним ремонтом паливних форсунок до 8000 годин роботи. Крім того, зниження тиску відкриття паливного клапана в форсунці дозволить зробити роботу суднового двигуна більш надійною, що в свою чергу приведе до скорочення витрат на обслуговування.				
Інв. № подп.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата
ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ				Арк
				106

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. <https://www.marinetraffic.com/ru/ais/details/ships/255806070>.
2. L 58/64 Technical Documentation Engine Working Instructions. MAN B&W Diesel AG. – 2003 - 551 с.
3. Сервісний лист фірми MAN B&W Diesel - Service Letter SL2017-641/JNN – 1 с.
4. Двигуни внутрішнього згоряння. Пристрій та робота поршневих та комбінованих двигунів / Алексєєв В.П., Воронін В.Ф., Грехов Л.В. та ін. М.: Машинобудування, 1990. - 289 с.
5. Двигуни внутрішнього згоряння: Теорія поршневих та комбінованих двигунів. Підручник для втузів за спеціальністю Двигуни внутрішнього згоряння / Вирубов Д.М., Іващенко Н.А., Івін В.І. та ін.; За ред. Орліна А.С., Круглова М.Г. - 4-те вид., Перероб. та дод. - М.: Машинобудування, 1983. - 372 с.
6. Самсонов В.І., Худов Н.М., Мірющенко А.А. Суднові двигуни внутрішнього згоряння. М.: - Транспорт. - 1981.
7. Дизелі. Довідник Видання 3-тє перероблене та доповнене. За ред. В. А. Ваншейдта, Н. Н. Іванченко, Л. К. Коллерова - Л.: Машинобудування, Ленінградське відділення, 1977. - 479 с.
8. Возницький І.В. Сучасні суднові середньооборотні двигуни. Санкт-Петербург: вид. ДМА ім. адм. С. О. Макарова. 2006. - 142 с.
9. Гаврилов В.С., Камкін С.В., Шмельов В.П. Технічна експлуатація судових дизельних установок. Навчальний посібник для вишів. Вид. 3-тє, перераб. та дод. М.: Транспорт, 1985. - 288 с.
10. Білоусов Є.В. Суднові двигуни внутрішнього згоряння. Тепловий, кінематичний, динамічний та міцнісний розрахунок ДВС. Методичний посібник для виконання курсового проекту. Херсон: вид. ХДМІ – 2008. – 138 с.

Інв. № подл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підп. і дата	
6. Самсонов Б.І., Худов Н.М., Мірющенко А.А. Суднові двигуни внутрішнього згоряння. М.: - Транспорт. - 1981. 7. Дизелі. Довідник Видання 3-тє перероблене та доповнене. За ред. В. А. Ваншейдта, Н. Н. Іванченко, Л. К. Коллерова - Л.: Машинобудування, Ленінградське відділення, 1977. - 479 с. 8. Возницький І.В. Сучасні суднові середньооборотні двигуни. Санкт-Петербург: вид. ДМА ім. адм. С. О. Макарова. 2006. - 142 с. 9. Гаврилов В.С., Камкін С.В., Шмельов В.П. Технічна експлуатація судових дизельних установок. Навчальний посібник для вишів. Вид. 3-тє, перераб. та дод. М.: Транспорт, 1985. - 288 с. 10. Білоусов Є.В. Суднові двигуни внутрішнього згоряння. Тепловий, кінематичний, динамічний та міцнісний розрахунок ДВС. Методичний посібник для виконання курсового проекту. Херсон: вид. ХДМІ – 2008. – 138 с.					
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	
ІННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ					Арк 107

11. Возницький І.В., Іванов Л.А. Запобігання аваріям судових двигунів внутрішнього згоряння. М.: Транспорт, 1971. - 190 с.

12. Гаврилов В.С., Камкін С.В., Шмельов В.П. Технічна експлуатація суднових дизельних установок. Навчальний посібник для вишів. Вид. 3-тє, перераб. та дод. М.: Транспорт, 1985. - 288 с.

13. Кахте І.О., Ковтур Р.І., Новіков Г.М. Охорона праці морському транспорті. - М.: Транспорт, 1975. - 263 с.

14. Юдицький Ф.П. Захист довкілля під час експлуатації судів.- Л.: Суднобудування, 1978. – 85 з.

15. Belousov, E., Marchenko, A., Rybalchenko, M., Tuluchenko, G. et al., “Digital Profiles of Work Processes of a Marine Engine for Calculated Indicator Diagrams in Operating Modes Other than Maximum Continuous Rating,” SAE Technical Paper 2023-01-5008, 2023, doi:10.4271/2023-01-5008.

16. Фомін Ю.Я. Паливна апаратура дизелів: Довідник/Ю.Я. Фомін, Г.В. Ніконов, В.Г. Іванівський. - М.: Машинобудування, 1982. - 168 с.

17. Теорія двигунів внутрішнього згорання/П.Х. Дяченко, О.К. Костін, Б.П. Пугачов та ін Л Машинобудування, 1974 551 с.

18. Карпов Л.М. Надійність та якість суднових дизелів Л. Суднобудування, 1975 231 с.

19. Грицук І.В., Романцов А.В., Ступаков Д.О., Ткаченко Ю.А., Ткачук Д.В. Особливості реалізації задачі підвищення оперативної готовності енергетичної установки портового буксиру шляхом удосконалення його теплової підготовки / Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції до Дня автомобіліста та дорожника "Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців", 23-25 жовтня 2023 р., (Посвідчення УкрІНТЕІ № 572 від «19» грудня 2022 р.), Харків, ХНАДУ, 2023, 284 с., С. 110-115

Інв.№ докл.	Підп. і дата	Взам. інв.№	Інв. № дубл.	Підп. і дата	17. Теорія двигунів внутрішнього згоряння/П.Х. Дяченко, О.К. Костін, Б.П. Пугачов та ін Л Машинобудування, 1974 551 с. 18. Карпов Л.М. Надійність та якість суднових дизелів Л. Суднобудування, 1975 231 с. 19. Грицук І.В., Романцов А.В., Ступаков Д.О., Ткаченко Ю.А., Ткачук Д.В. Особливості реалізації задачі підвищення оперативної готовності енергетичної установки портового буксиру шляхом удосконалення його теплової підготовки / Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції до Дня автомобіліста та дорож-ника "Сучасні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців", 23-25 жовтня 2023 р., (Посвідчення УкрІНТЕІ № 572 від «19» груд-ня 2022 р.), Харків, ХНАДУ, 2023, 284 с., С. 110-115
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата	ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ
					Арк
					108

ДОДАТКИ

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

					ПННІ НУК 131.61.23.19. ПЗ	Арк
						109
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

14

13

12

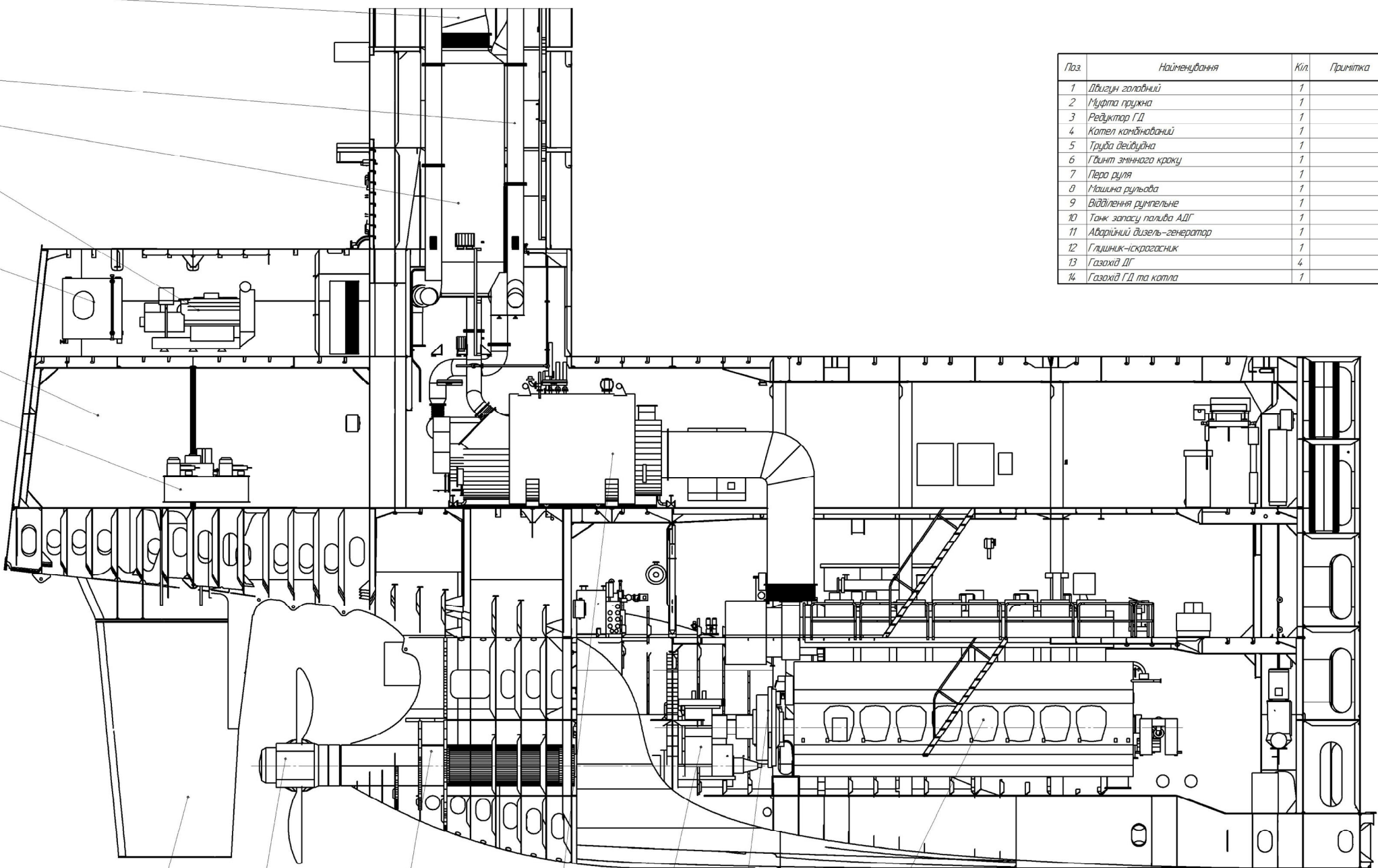
11

10

9

8

Поз	Найменування	Кіл	Примітка
1	Двигун головний	1	
2	Міфта пружна	1	
3	Редуктор ГД	1	
4	Котел камінобаний	1	
5	Труба дейдвудна	1	
6	Гвинт змінного кроку	1	
7	Лера руля	1	
8	Машина руля	1	
9	Відділення румпельне	1	
10	Танк запасу палива АДГ	1	
11	Аварійний дизель-генератор	1	
12	Глициник-іскрогасник	1	
13	Газохід ДГ	4	
14	Газохід ГД та котла	1	



7

6

5

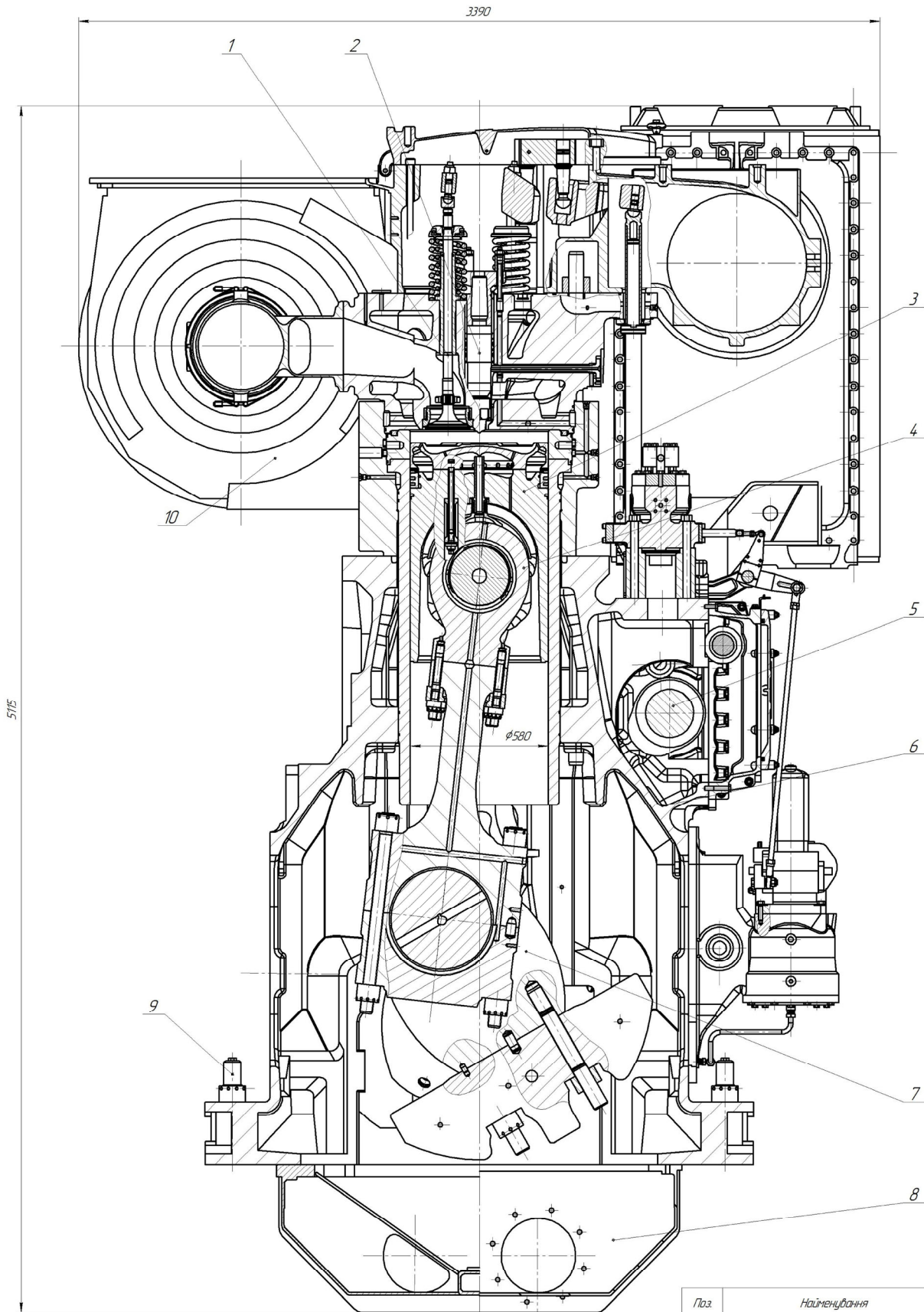
4

3

2

1

ПНН НУК 1316123.18.01									
Загальне розташування механізмів у машинно-котельному відділенні судна									
Лист 1									
ХДМ, гр.									
Формат А1									



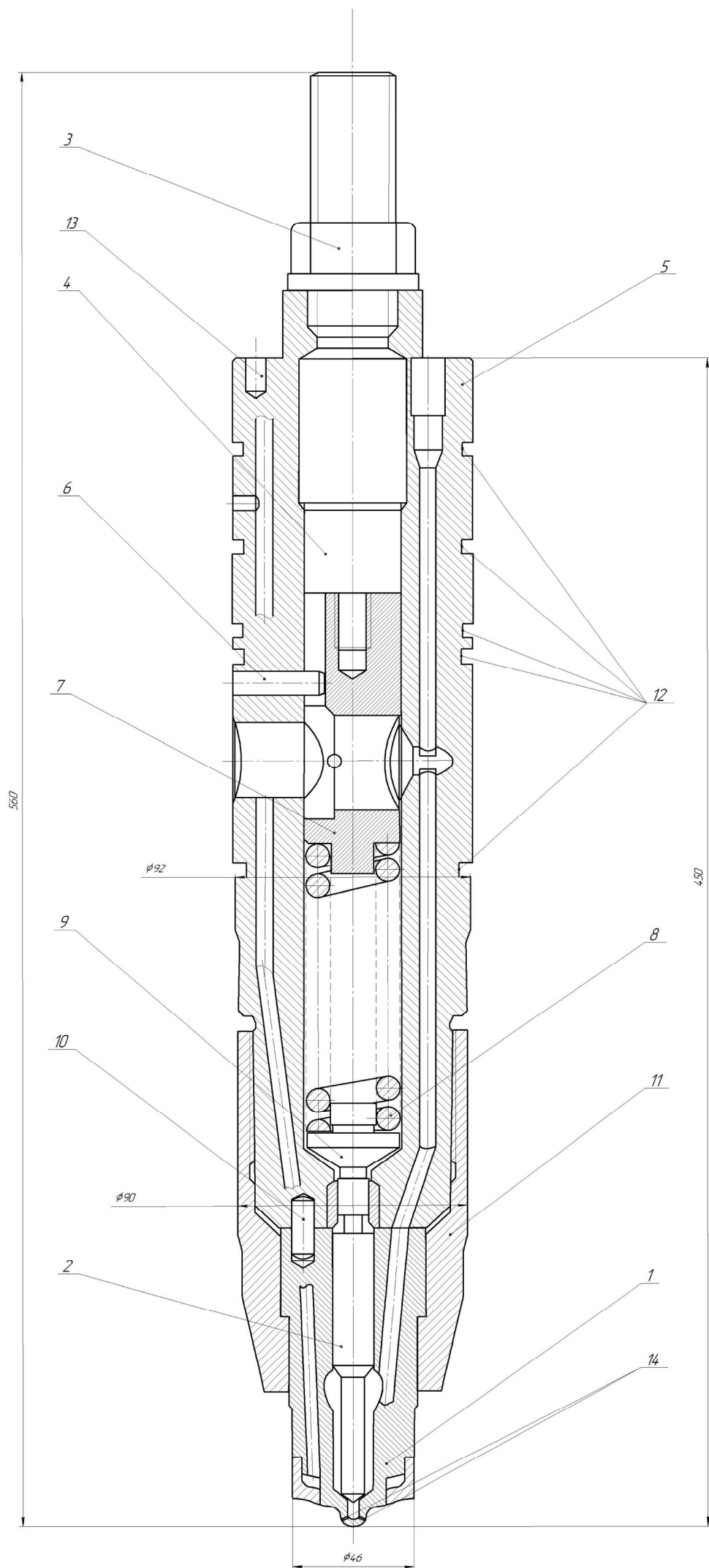
Технічна характеристика

Кількість циліндрів, шт.	8
Діаметр циліндра, мм	580
Хід поршня, мм	640
Частота обертання, хб^{-1}	428
Потужність, кВт	11200
Питома ефективна витрата палива, $\text{кг}/(\text{кВт} \times \text{год})$	0,186

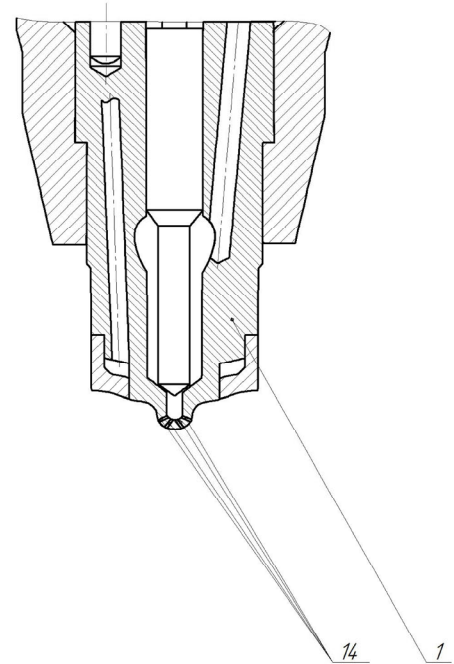
Поз.	Найменування	Кіл	Примітка
1	Випускний клапан	8	
2	Форсунка	8	
3	Поршень	8	
4	Шатун	8	
5	Розподільний вал	1	
6	Станина	1	
7	Колінчастий вал	1	
8	Фундаментна рама	1	
9	Анкерний болт	10	
10	Газова турбіна	1	

				ПННІ НУК 1316123.18.02			
				Головний двигун 8Л 58/64 (поперечний переріз)			
Зв'язок	№ докум.	Підп.	Лист	Лист	Маса	Матеріал	
Розподіл	Грицько ІВ			Н		Б/М	
Висновок	Грицько ІВ						
Головний	Грицько ІВ			Автори	Автори	Т	
Намісто	Грицько ІВ			ХДМА зр			
Зв'язок	Грицько ІВ						

[illegible]



*Сопловий наконечник low NOx
дослідний варіант*



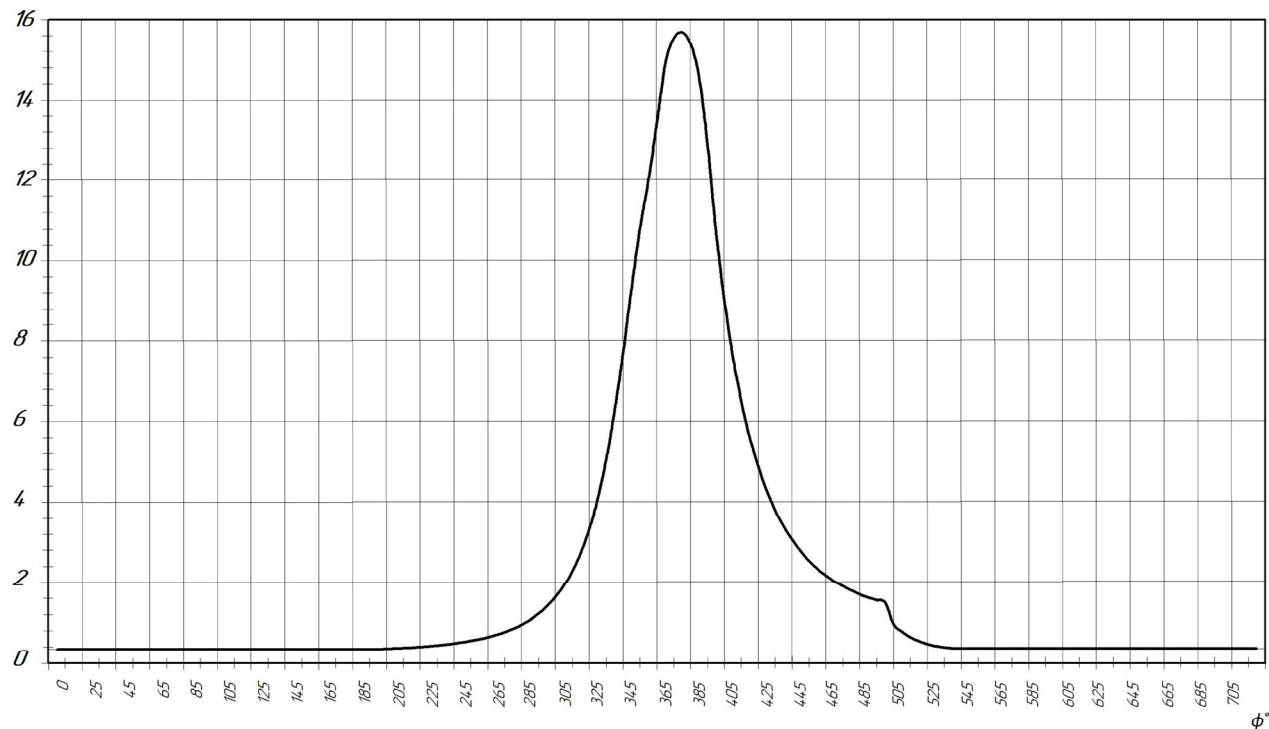
Технічні вимоги

1. Паливна форсунка впливає на навантаження в системі впорскування і на експлуатаційні параметри двигуна.
2. Паливну форсунку повинні бути перевірені у випадку відхилення від експлуатаційних величин, модернізації або заміни, якщо необхідна.
3. При випробуванні паливних форсунок впорскування сучасних чотиритактних двигунів, розподілена більше не є випробувальним критерієм, в якості поведінки паливної форсунки під час роботи двигуна.
4. Неправильний шлагін впорскування не дозволяє робити висновки щодо продуктивності сагла паливної форсунки в двигуні.
5. Перед випробуваннями форсунки повинні бути ретельно очищені і протіті.
6. Запаски важкого мазуту в паливних форсунках можуть негайно вплинути на результати випробувань і перешкоджає очищенню. Тому рекомендується залишити працюючим двигун на дизельному паливі приблизно годину до демонтажу паливної форсунки.
7. Якщо це неможливо, двигун повинен бути виключений від експлуатації на важкому паливі, паливна форсунка повинна бути розібрана та очищена.
8. Перед перевіркою паливна форсунка повинна бути знята та очищена зовні.
9. Для тестування іспаркування використовується антикорозійна олива, яка використовується в якості консерванту.
10. Перевірка та регулювання паливних форсунок включає в себе наступні етапи:
 1. перевірка тиску впорскування,
 2. перевірка отворів розливання,
 3. нагромадження зазначеного тиску,
 4. перевірку на утримування встановленого тиску.

Поз.	Найменування	Кіл.	Примітка
1	Корпус розпалювача	1	
2	Голчастий клапан	1	
3	Гайка шестигранна	1	
4	Упор набантажучої пружини	1	
5	Корпус форсунки	1	
6	Упор фіксуючий	1	
7	Нижня опора набантажучої пружини	1	
8	Набантажуча пружина стисненої	1	
9	Штанга приводу голчастого клапана	1	
10	Штифт	1	
11	Гайка насадки	1	
12	Проточування під O-подібні кільця ущільнення	1	
13	Отвір під фіксатор	1	
14	Отвори розпалювача	4	(8 кутів нахилу змінні)

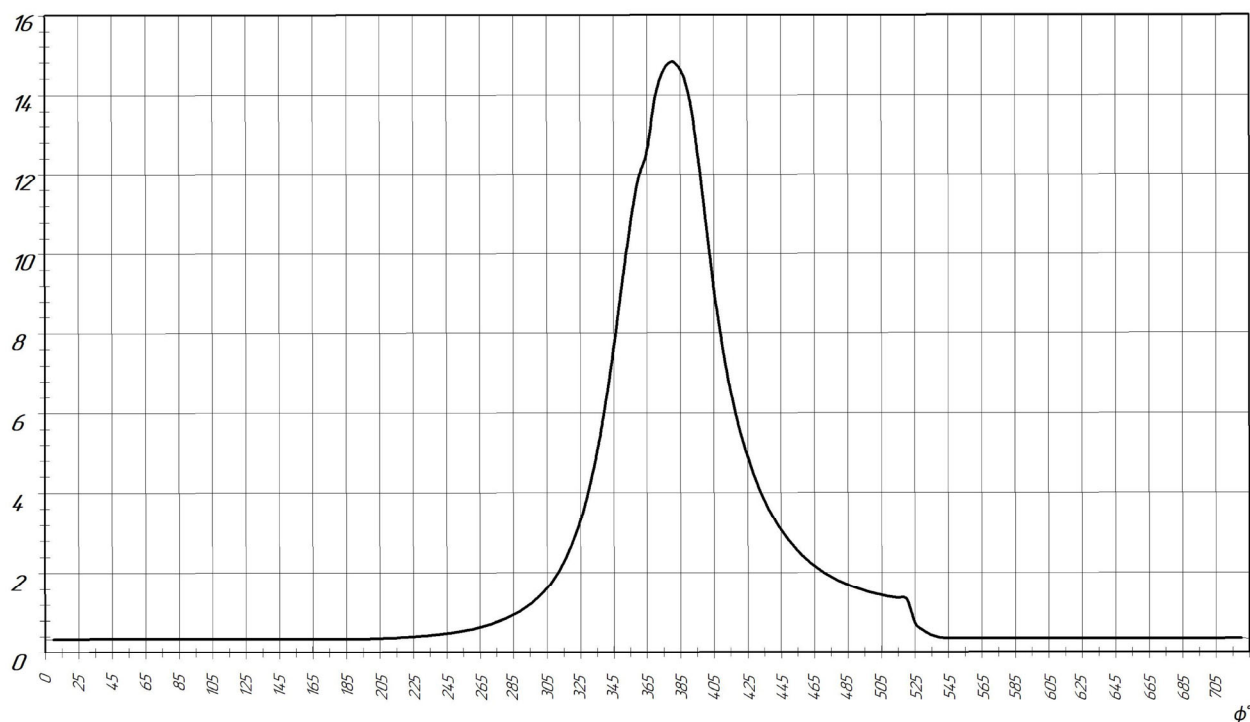
						ПНН НУК 1316123.19.05		
Зін	Арка	№ докум.	Підп.	Датум	Форсунка суднового дизеля 8L 58/64	Лит	Маса	Місцями
Андрій		Гришук ІВ				Н		Б/М
Василь		Гришук ІВ				Аксент	Аксент	1
Григорій		Гришук ІВ						
Нікітара		Гришук ІВ						
Зіновій		Нестеренко						ХДМА зр

$P, \text{ МПа}$



Розгорнута індикаторна діаграма за кутом повороту колінчастого валу для базового двигуна, до проведення модернізації

$P, \text{ МПа}$



Розгорнута індикаторна діаграма за кутом повороту колінчастого валу для двигуна після проведення модернізації

ПННІ НУК 1316.123.19.06			
Розрахункова діаграма робочого процесу в координатах рφ			
Зад. Арк.	№ докум.	Підп.	Лист
Розроб.	Технік ДВ		
Перев.	Гричук ІВ		
Технік	Гричук ІВ		
Нормир.	Гричук ІВ		
Затв.	Нестеренко		
Лист	Маса	Мішур	
Н		Б/М	
Архив	Архив	1	
ХДМА, гр			Формат А1