

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 МАК 12М43С судна «AIDAperla» за рахунок модернізації системи подачі дизельного палива

Виконав:

студент групи 61-ТЕМмаг-22з

_____ ***Шпаков Р.І.***
(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 Шпакову Руслану Івановичу

1. Тема роботи: «Підвищення ефективності експлуатації головного двигуна МАК 12М43С судна «AIDAperla» за рахунок модернізації системи подачі дизельного палива».

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 Caterpillar-МАК 12М43С судна «AIDAperla».

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

Вступ. 1. Загальна характеристика судна і його енергетичної установки. 2. Аналіз сучасних тенденцій розвитку конструкцій і експлуатації систем подачі дизельного палива суднових дизелів. 3. Обґрунтування доцільності модернізації системи подачі палива судового двигуна. 4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

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

6. Консультанти роботи

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

7. Дата видачі завдання «11»вересня 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)

Шпаков Р.І.

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 Відомості про суднову енергетичну установку	10
1.3 Суднові системи	17
1.4 Пропульсивна система судна	23

РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ТЕНДЕНЦІЙ РОЗВИТКУ КОНСТРУКЦІЙ І ЕКСПЛУАТАЦІЇ СИСТЕМ ПОДАЧІ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ	29
---	-----------

2.1 Аналіз конструкції рідинних паливних систем СЕУ	29
2.2 Аналіз конструктивних особливостей систем подачі палива на основі паливних насосів із золотниковим регулюванням	39
2.3 Особливості робочих процесів систем подачі палива	44
2.4 Особливості подачі палива суднових двигунів з метою підвищення надійності і зниження емісії N_{OX} в умовах експлуатації	50
2.5 Особливості використання акумуляторних систем паливоподачі	54
2.6 Обґрунтування режимів експлуатації суднового двигуна	61

РОЗДІЛ 3 ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ МОДЕРНІЗАЦІЇ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ГАЗОВИМ ПАЛИВОМ СУДНОВОГО ДВИГУНА	62
---	-----------

3.1 Особливості застосування акумуляторних систем подачі палива	62
3.2 Розрахунок головного суднового двигуна 12М43С фірми Caterpillar-МАК при роботі на дизельному паливі	62

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Пояснювальна записка			Літ.	Арк.	Аркуші	
Розробив	Шпаков Р.І.										
Перевірів	Грицук І.В.									3	111
								61-ТЕМ _{маг} -23			
Н. контр.	Грицук І.В.										
Затвердив	Нестеренко										

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	88
4.1 Охорона праці	88
4.2 Безпека в надзвичайних ситуаціях	96
ВИСНОВКИ	107
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	108
ДОДАТКИ	111
1. Загальний вигляд судна Ф-А1	
2. План розташування механізмів у машино-котельному відділенні судна Ф А-1	
3. Головний судновий двигун МАК 12М43С Ф-А1	
4. Форсунка середньообертового суднового двигуна МАК 12М43С Ф-А2	
5. Паливний насос високого тиску суднового дизеля 12 М43С Ф-А1	
6. Загальний вигляд системи акумуляторного впорскування палива двигунів МаК	
7. Результати розрахунку двигуна 12М43С фірми Caterpillar-МАК Ф-А4	

ВСТУП

Паливна апаратура в значній мірі визначає основні економічні, екологічні і цілий ряд експлуатаційних показників сучасного суднового дизеля. У зв'язку з цим її вдосконалення і розвитку в даний час приділяється значна увага. За останні двадцять років паливні системи суднових дизелів зазнали значних змін. Поряд з удосконаленням традиційних систем подачі палива з'явився цілий ряд принципово нових схем організації впорскування палива в камеру згоряння, до числа яких можна віднести системи упорскування з гідравлічним приводом плунжера паливного насоса високого тиску і акумуляторні системи упорскування, які отримали узагальнену назву Common Rail.

Значний прорив у вдосконаленні паливних систем суднових двигунів внутрішнього згоряння пов'язаний з розвитком електроніки і мікропроцесорної техніки. Можливість управляти процесами подачі палива за допомогою електронних органів управління і регулювання в значно мірою розширила арсенал алгоритмів, які використовуються для визначення найбільш оптимальних параметрів процесу упорскування палива в залежності від режиму роботи двигуна. Це, в свою чергу, призвело до підвищення їх паливної економічності, зниження шкідливих викидів з відпрацьованими газами, а поєднання функції управління з функцією діагностики двигуна електронною системою управління дозволило значно підвищити надійність паливних систем і дизелів в цілому.

Перспективи вирішення паливної проблеми транспорту, основною енергетичною установкою якого є двигун внутрішнього згоряння, пов'язані із застосуванням більш сучасних технологій, засобів і механізмів, які підвищують їх паливну економічність, знижують шкідливі викиди з відпрацьованими газами тощо.

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						5
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Особлива увага повинна бути приділена процесам сумішоутворення, згоряння і формування токсичних складових відпрацьованих газів. У зв'язку з цим сформулюємо наступне.

Мета дипломного проекту: розробити комплекс заходів для підвищення ефективності головного двигуна Caterpillar-МАК 12М43С судна «AIDAperla» шляхом модернізації системи подачі дизельного палива.

Задачі що вирішуються у дипломному проекті:

1. Аналіз стану проблеми подальшого розвитку сучасних суднових двигунів, і зокрема двигунів серії 12М43С фірми Caterpillar-МАК.
2. Проведення аналізу для вибору найбільш ефективних методів удосконалення суднових системи подачі дизельного палива.
3. Розроблення технічних рішень та розрахункова перевірка їх ефективності експлуатації, визначення шляхів втілення запропонованих рішень.
4. Оцінка ефективності запропонованих рекомендацій та технічних рішень, розробка заходів з техніки безпеки при виконанні робіт та екологічної безпеки судна.

Об'єкт дослідження - головний судновий двигун - дизель Caterpillar-МАК 12М43С судна «AIDAperla» в процесі модернізації системи подачі газового палива.

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 «Підвищення ефективності експлуатації енергетичної установки судна «AIDAcosma» за рахунок використання газових палив в умовах портової інфраструктури» [23].

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						6
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

1.1 Загальні відомості про судно

Судно «AIDAperla» - це сучасне та екологічне пасажирське судно, що відповідає всім сучасним стандартам ІМО з безпеки і надійності перевезення пасажирів. Було побудовано на суднобудівній верфі MHI NAGASAKI SHIPYARD & ENGINE WORKS - NAGASAKI, JAPAN 27 квітня 2017 року. Тип судна - 132 - Passenger ship. IMO 9636955, MMSI-номер: 247353800. Раніше було відомо як MITSUBISHI NAGASAKI [1].

«AIDAperla» (рис. 1.1) є одним з новітніх лайнерів компанії AIDA Cruises. Судно побудовано у повній відповідності з останніми розробками сучасного суднобудування та морської техніки [1].



Рисунок 1.1. - Загальний вигляд пасажирського судна «AIDAperla»

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						7
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Судно працює під прапором Італії, порт реєстрації Genova. Район плавання судна - необмежений. Клас судна згідно - 100 A5 Passenger ship BWM (D2) ERS IW і MC AUT EP-D RP(3, 50%) [1].

Судно вміщує 5300 пасажирів, в тому числі відпочиваючих пасажирів – 4350 осіб і 950 членів екіпажу. «AIDAperla» - перший круїзний лайнер, що оснащено двопаливним двигуном, працюючим на природному газі при стоянці в порту саме від інфраструктури порту. Судно має 22 категорії кают (70% з балконом) мають площу від 16 до 25 м². Найбільший Deluxe Suites - 125 м² На судні 11 ресторанів, 18 барів. Судно має 10 пасажирських ліфтів, театр, кінотеатр, дискотеку, казино, бібліотеку, салон краси, спа-центр, 3 басейна, в тому числі закритий, магазини, скалодром, каток тощо [1].

На судні передбачені цистерни суднових запасів, які забезпечують прийом палива і мастила для забезпечення дальності плавання 11 000 морських миль.

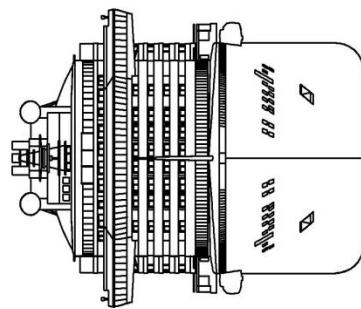
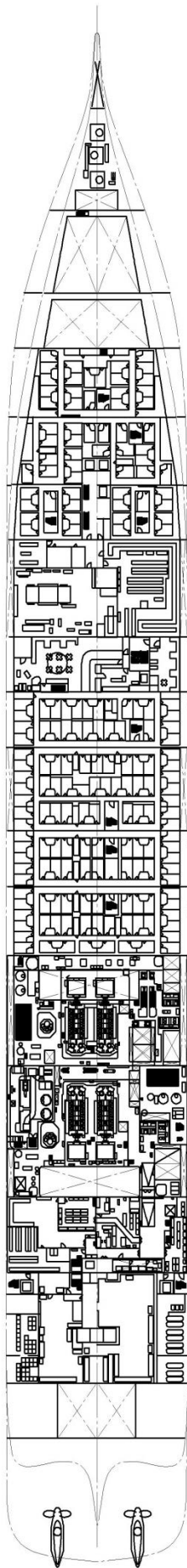
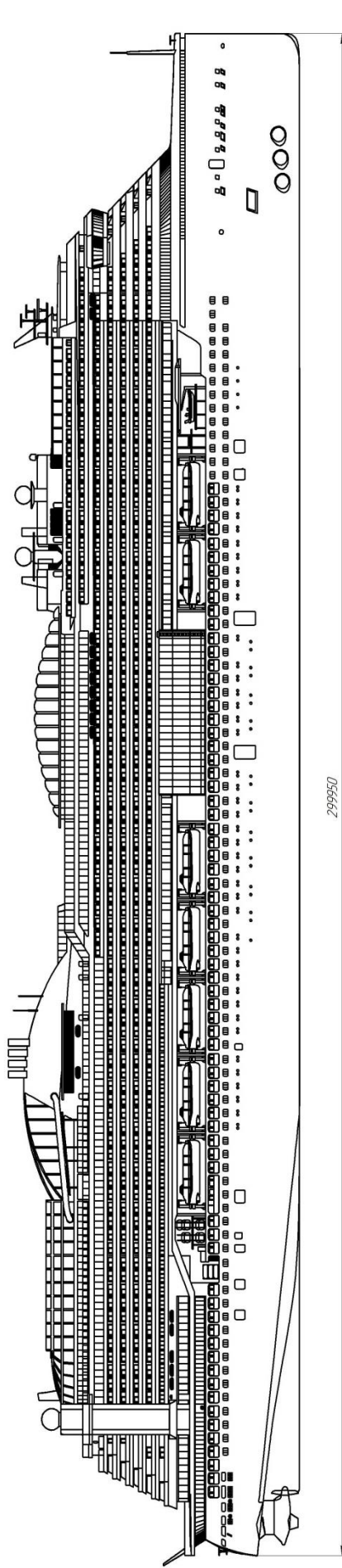
Основні відомості про судно [1]:

Загальна довжина, м	299,95
Довжина між перпендикулярами, м	290,90
Ширина, м	37,6
Висота по переборній палубі, м	11,4
Осадка судна, м	8,3
Кількість палуб	17
Дедвейт судна, т	9200
Валова місткість, т	125572
Швидкість судна, вузла	21,8
Флаг	Італія
Позивний	IBGU

Загальна схема судна наведена на рис.1.2 [1].

Швидкість судна при повному завантаженні при посадці на рівний кіль і осадку 8,3 метрів на глибокій воді при хвилюванні моря не більше двох балів і вітрі не більше трьох балів за Бофорта і чистому корпусі, потужності головних

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		8



Основні відомості про судно

IMO number	9636967
DNV GL id	GT17144
MMSI number	247385300
Назва судна	AIDAprela
Попередні назви	MITSUBISHI NAGASAKI
Тип судна	132 - Passenger ship
Флаг	Italy
Рік побудови	2017
Builder	MHI NAGASAKI SHIPYARD & ENGINE WORKS - NAGASAKI JAPAN
Class society	GERMANISCHER LLOYD
Home port	GENOVA
Owner	COSTA CROCIERE - GENOVA, ITALY
Manager	AIDA CRUISES - ROSTOCK, GERMANY

Основні характеристики судна

Довжина найбільша	299,95 м
Довжина за перпендикулярами	290,9 м
Ширина	37,65 м
Максимальна швидкість	21,8 kn
Осадка проектна	8,25 м
Дедвейт проектний	9200 т
Валовий тонаж	125572 т
Висота на передній палубі	14, 13

Основні характеристики СЕС

Тип ГД	Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG
Дизель-генератор	3 x 12M43C
Потужність	12000 кВт
Дизель-генератор	1 x 12M46DF
Потужність	12000 кВт
Підрулюючеє устройство (носі)	2
Аварійне джерело електроенергії - дизель -генератор	Caterpillar, Inc. 3516B
	1 x 1700 кВт

Рисунок 1.2. – Загальна схема судна «AIDAprela» [1]

двигунів, що дорівнює 85 % максимальної потужності, становить близько 21,8 вузлів. Період хитавиці судна в усіх експлуатаційних випадках завантаження забезпечується в межах 11...20 секунд. Остійність судна в усіх експлуатаційних випадках завантаження задовольняє діючим правилам морського реєстра для суден необмеженого району плавання. Непотоплюваність судна забезпечується при зповному завантаженні. Для покращення маневрових якостей судна на малому ході в вузькостях, а також при швартовці до причалу на судні передбачається три носових підрулюючих пристрої потужністю 1460 кВт типу гвинт в трубі. Управління підрулюючими пристроями здійснюється дистанційно з містка [1].

1.2 Відомості про суднову енергетичну установку

1.2.1 Головна енергетична установка

Судно оснащено трьома дизельними двигунами морського призначення (№1, 3, 4) та одним двигуном, здатним працювати на двох паливах (№2), який може працювати на важкому, дизельному та природному газі (як у стиснутому так і у зрідженому агрегатному стані). Робота суднового двигуна на газі, для забезпечення роботи від портових споруд, передбачена у наступних режимах: від власної системи – при заході і виході з порту, від портової системи забезпечення газом (автовоз або спеціальна баржа) - при стоянці судна в порту. На рис. 1.12 показана енергетична установка судна «AIDAperla» [1].

1.2.2 Головні двигуни суднових електростанцій

Судно забезпечено чотирма основними дизельними генераторами, трьома 12M46C, які працюють тільки на рідкому паливі, і одним 12M46DF, який може працювати як на рідкому паливі, так і на газовому паливі. Всі вони мають подібні системи управління, за винятком того, що двигун 12M46DF з подвійним паливом має додаткові модулі системи управління газом [1].

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						10
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

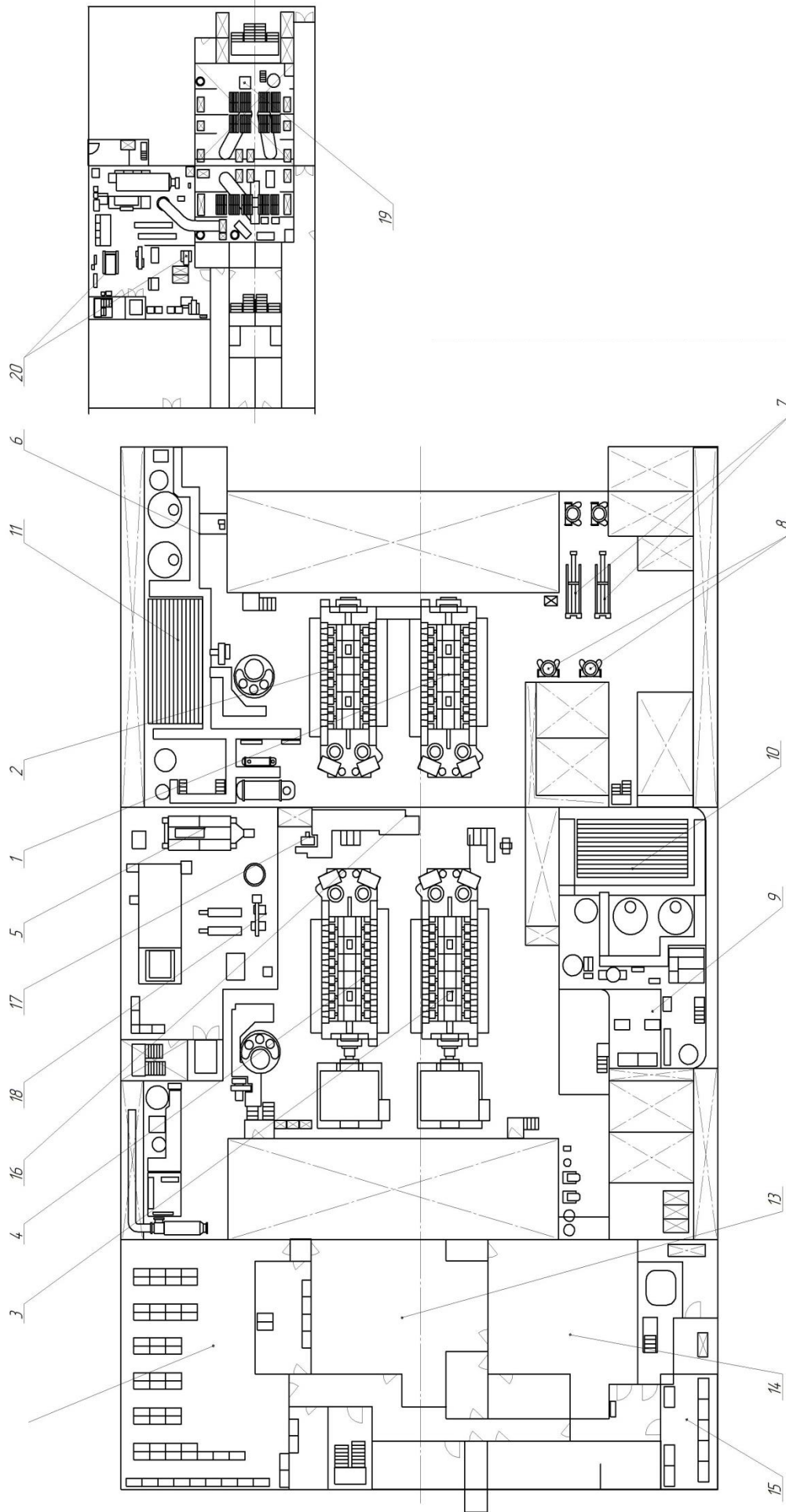


Рисунок 1.3 – План розташування механізмів у машинотельному відділенні судна «AIDArella»: 1 – головний двигун №1; 2 – головний двигун №2; 3 – головний двигун №3; 4 – головний двигун №4; 5 – головний двигун №5; 6 – головний двигун №6; 7 – головний двигун №7; 8 – головний двигун №8; 9 – головний двигун №9; 10 – головний двигун №10; 11 – головний двигун №11; 12 – головний двигун №12; 13 – головний двигун №13; 14 – головний двигун №14; 15 – головний двигун №15; 16 – головний двигун №16; 17 – головний двигун №17; 18 – головний двигун №18; 19 – головний двигун №19; 20 – головний двигун №20.

Конструкція двигуна пристосована для роботи на важкому паливі до 700 сСт./50 °С, клас палива відповідно до СІМАС Н55 К55, ISO 8217,1996 (Е), ISO-F-RMH55 [1].

Суцільний сухий блок двигуна, виготовлений із чавунних конструктивних елементів. Він містить в собі підшипники колінчастого вала, підшипники розподільного вала, приймач зарядного повітря, корпус демпфера вібрації та корпус редуктора [1].

Колінчастий вал забезпечує експлуатаційну корозійну стійкість в місцях встановлення рамових, мотильових і упорних підшипників. Корозійно стійкі також і самі рамові, мотильові і упорні підшипники. Загартовані кладиші відцентрово відлиті, мають калібрувальну вставку [1].

Поршні двигуна композитного типу зі сталеву головою мають конструктивну сорочку із чавуну. Комплект поршневих кілець складається з 2 компресійних кілець з хромованим покриттям (першого кільця з хромованими керамічними поверхнями) та 1 кільцевого маслосімейного кільця. Усі канавки кільця є загартованими і розташовані в сталевій головці. 3-х частинний шатун забезпечує можливість демонтувати поршень, не відкриваючи конструкцію шатунного підшипника [1].

Головка циліндра виконана з конструкцій з чавуну з 2 впускними та 2 випускними клапанами з приводом клапанів. Безпосередньо охолоджуються посадкові поверхні випускного клапана [1].

Розподільний вал виконаний секційно, що дозволяє демонтувати його з частковим або повним розбиранням.

Турбокомпресор двигуна має внутрішні підшипники, що змащуються моторним мастилом.

Двигун забезпечує двоступеневу систему охолодження прісною водою з двоступеневим охолоджувачем повітря. В середині блоку встановлені додаткові насадки для охолодження поршнів моторним мастилом.

Основні технічні дані двигуна [1]:

Розміщення та кількість циліндрів

V – подібне, 12

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						12
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Діаметр циліндра D, мм	430
Тактність	4
Хід поршня S, мм	610
Вид палива	дизельне
Максимальна потужність, кВт	12000
Частота обертання колінчастого валу, хв ⁻¹	500
Швидкість поршня, м/с	10,2
Турбокомпресор, шт.	2х TPL, ABB
Поперечний переріз двигуна показаний на рис. 1.4 [1].	

Двигуни в приводі електрогенераторів чотиритактні, поршньові працюють з однією частотою обертання 500 хв⁻¹. Турбокомпресор постійного тиску приводиться в дію від одного турбонагнітача через ємність від працюючих циліндрів на кожному двигуні. Температура очищеного повітря, при цьому, зменшується за рахунок внутрішнього охолоджувача, розташованого між турбокомпресором та колектором зарядного повітря [1].

Сорочки циліндрів і головки циліндрів охолоджуються водою за допомогою циркулюючої прісної води. Нижня частина втулки циліндра в двигуні не охолоджується. Водяна сорочка встановлена у верхній частині втулки циліндрів, де вона поєднується з блоком двигуна, а це означає, що в блоці циліндрів немає окремих каналів для охолоджуючої води. Система охолодження сорочки двигуна та головки циліндрів - це система охолодження прісної води (НТ). Кожен двигун оснащений окремою системою охолодження низької температури (LT) FW. Система охолодження LT використовується для відведення тепла з мастила та свіжого повітря під час впуску. Системи охолодження води НТ мають теплообмінник і мають один циркуляційний насос, що приводиться в рух основним двигуном. Також є один циркуляційний насос з електричним приводом на двигун, який забезпечує циркуляцію в системі охолодження води НТ через двигун і підігрівач. Саме цей насос використовується при зупинці двигуна. Є два типи підігрівачів [1]:

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		13

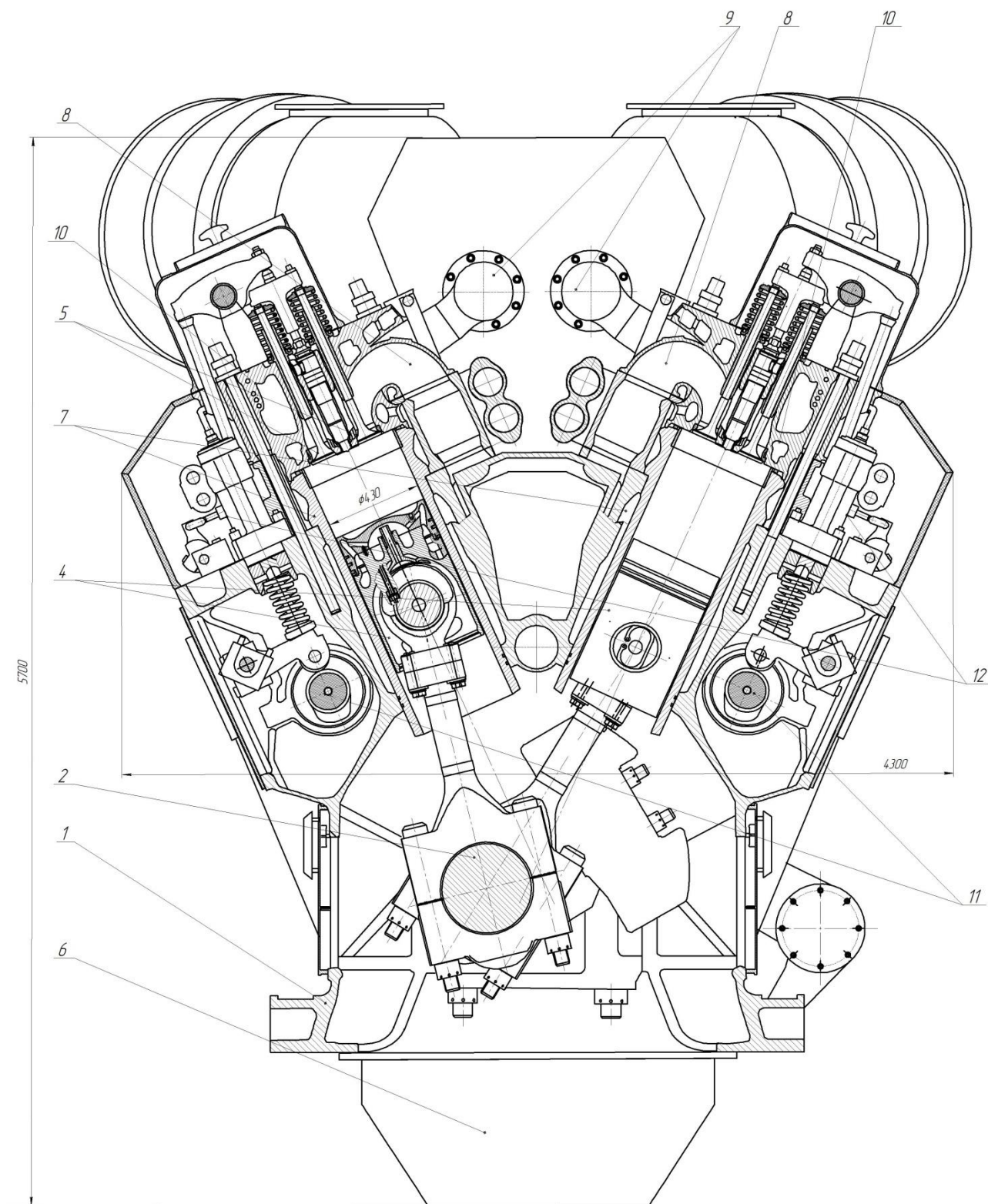


Рисунок 1.4 – Поперечний переріз головного двигуна MAN B&W 7S80ME-C : 1 – фундаментна рама; 2 – колінчастий вал; 3 – шатун; 4 – поршень; 5 – клапан; 6 – піддон картера; 7 – втулка циліндра; 8 – випускний колектор; 9 – впускний колектор; 10 – кришка циліндра; 11 – розподільний вал; 12 – ПНВТ [1]

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ

Арк

14

електричний та відведення теплоти з системи гарячої води. Обидва вони дозволяють прогріти двигун перед запуском [1].

Мащення підшипників двигуна здійснюється змащуючим маслом (LO) за допомогою керованого насосу двигуна. Насос здійснює всмоктування з циркуляційного бака LO, рівень якого повинен підтримуватися на встановленому рівні. Змащувальне масло підкачується до основного, нижнього та верхнього підшипників; вкладиші циліндрів змащуються з картера. LO також постачається в систему розподільного вала, механізми коромисел клапанів і підшипники турбокомпресора. Масло, що надходить до двигуна, підтримується при встановленій інструкцією з експлуатації температурі, пропускаючи його через пластинчастий охолоджувач [1].

Кожна головка оснащена двома випускними і двома впускними клапанами. Всі головки циліндрів забезпечені охолодженням через свердлення на нижній стороні.

Як було описано вище, у якості дизельних головних двигунів на судні «AIDAperla» використовуються три двигуни моделі 12M43C фірми Caterpillar-MAK. Це дванадцятициліндровий, чотиритактний двигун V-подібного виконання з турбонаддувом постійного тиску з діаметром циліндра двигуна 430 мм і ходом поршня 610 мм. Максимальна потужність двигуна становить $N=12\ 000$ кВт при частоті обертання колінчатого валу $n_{\text{дв}}=500$ хв⁻¹ [1].

Крім цього, на судні для роботи як під час руху, так і під час зупинки в порту використовується один двигун моделі 12M46DF фірми Caterpillar-MAK. Це - дванадцятициліндровий, чотиритактний двигун V-подібного виконання з турбонаддувом постійного тиску. Цей двигун забезпечує роботу на двох (трьох) паливах (дизельному (важкому) і газовому паливі (природний газ у стисненому або зрідженому агрегатному стані)), з діаметром циліндра двигуна 460 мм і ходом поршня 610 мм. Максимальна потужність двигуна становить $N=12\ 000$ кВт при частоті обертання колінчатого валу $n_{\text{дв}}=500$ хв⁻¹[1].

Для пуску двигунів використовується система повітряного пуску з робочим тиском 14,0...30,0 бар (1,4...3,0 МПа). Вихідне повітря зберігається у

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						15
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

двох резервуарах повітря. Подача повітря в циліндри двигуна контролюється спеціальними проходами в насосах для впорскування палива [1].

Для регулювання двигунів використовуються регулятори Viking: 35 виробництва фірми Regulators Europa. На двигунах встановлено турбокомпресори моделі TPL фірми AVB у кількості по 2 комплекти на двигун. Масова витрата вихлопних газів складає 81,342 кг / год - 78,017 кг / год. при температурі 310 – 360 °C [1].

1.2.3 Аварійні дизель-генератори суднової електростанції

Аварійний дизель-генератор - це повністю автономний блок, який складається з дизельного двигуна і пов'язаного з ним генератора. Аварійний генератор розташований у приміщенні аварійного генератора на палубі 17 судна. Двигун призначений для автоматичного запуску у разі відключення основного розподільного щита. Він автоматично підключається до аварійного розподільного щита для підтримки електропостачання основних служб [1].

Приміщення (рис. 1.5 а) аварійних генераторів забезпечено аварійним резервуаром MDO, який поповнюється за допомогою насосів для передачі MDO. Резервуар MDO для аварійного генератора повинен підтримуватися на рівні, який дозволить тривалий час роботи аварійного генератора – щонайменше, протягом 36 годин [1].

Аварійний дизель-генератор фірми Caterpillar моделі 3516B DITTA-SCAC потужністю 1 717 кВт при частоті обертання 1500 хв^{-1} – це 16 циліндровий 4-х тактний двигун, з турбонаддувом, діаметр циліндра 170 мм, хід поршня 190 мм. Генератор аварійних ситуацій MJBМ 560 LA 4 фірми Marelli з параметрами 2038кВА / 1630 кВт з при частоті обертання 1500 хв^{-1} – це горизонтальний безщітковий, стійкий до попадання крапель води агрегат. Він створює 3-х фазну напругу 690В зі струмом 1 705 А. Двигун оснащено двома пусковими системами, електричною та гідравлічною (рис. 1.5 в). Електричний запуск зазвичай використовується для запуску двигуна, але якщо система електричного пуску повинна вийти з ладу, можна

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						16
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

використовувати гідравлічну систему запуску. Система управління влаштована таким чином, щоб забезпечувати як автоматичний запуск, так і підключення до аварійного розподільного щита, або ручне запуск і зупинку на пульті управління двигуном [1].

Дизельний стартовий двигун 6СТ8.3D (М) фірми STX (рис. 1.5 б) потужністю 164 кВт – це 4-тактний 6 циліндровий двигун загальним об’ємом 8,3 л в конфігурації Inline має наступні параметри: діаметр циліндра 114 мм, хід поршня 135 мм при частоті обертання 1500 хв^{-1} . На двигуні встановлено 3-фазний генератор стартовий судна моделі HCM434C2 фірми Stamford це генератор, що забезпечує наступні параметри: напруга 704 В, струм 102,51 А, з вихідними параметрами 125 кВА / 100 кВт при частоті обертання 1500 хв^{-1} - це горизонтальний без щітковий, стійкий до попадання крапель води агрегат, оснащений системою замозбуждення. Аварійний дизельний генератор забезпечує обмежену потужність (1 963 кВт) для аварійних цілей. Він знаходиться в приміщенні аварійного генератора на палубі 17 судна [1].



а)



б)



в)

Рисунок 1.5 – Загальний вигляд приміщення аварійних дизельних генераторів (а), дизель-генератора Cummins STX DSS (б) і гідравлічного пускового агрегату (в) судна

1.3 Суднові системи

Для підтримання та забезпечення необхідних санітарно-гігієнічних умов для праці та відпочинку особового складу, судно обладнане такими

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		17

системами: система парового опалення; система прісної води яка виробляє 36 тон на добу; система стічної та господарсько-побутової води; холодильна установка для провізії; система кондиціонування, вентиляції судна тощо. Усі житлові приміщення, кают-компанія, сан-блок, їдальня, тощо, обладнані високошвидкісною системою кондиціонування повітря з індивідуальним регулюванням температури в кожному приміщенні [1].

1.3.1 Система генерації пари

Система парового опалення передбачена для використання в господарських, санітарно-побутових та інших приміщеннях судна, які не обслуговуються системою кондиціонування повітря. Парогенеруюча установка складається з двох систем тиску, одна з парів високого тиску 9 бар (HP), а друга - пара низького тиску 4 бар (LP). Допоміжний котел №1 FMB-VF Saacke за типом виконання вертикальний, циліндричний масляний та газовий вимушеної тяги має потужність 4600 кг / год (встановлено при 60 °C подачі води при макс. Випаровуванні) з пальником SKVG 60. Допоміжний котел №2 FMB-VF Saacke за типом вертикальний, циліндричний масляний витяг має потужність 4600 кг / год (встановлено при 60 °C подачі води при макс. Випаровуванні) з пальником SKVG 60 . Загальний вигляд показано на рис. 1.6.

Якщо судно знаходиться у порту, зазвичай працює щонайменше один дизель-генератор, що дозволить його пов'язаному економії відпрацьованих газів генерувати пар. Однак це навряд чи зможе задовольнити попит на пару, і хоча б один основний котел буде працювати. Якщо в морі працює декілька дизельних двигунів, економайзери відпрацьованого тепла можуть задовольнити потребу в парі, в цьому випадку передній масляний котел буде виконувати функцію резервуарів для води та пари для переднього економника HP. Масляні котли та економайзери можуть працювати разом у будь-якій комбінації для задоволення потреби в парі. Якщо економайзери генерують більше пари, ніж потрібно, система парового відвалу працює для направлення надлишкової пари до надлишкового парового конденсатора через клапан [1].

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		18



а)



б)

Рисунок 1.6 – Загальний вигляд [1] вимикачів високого тиску пари (а);
пальника допоміжного котла №2 FMB-VF Saacke на паливі HFO-MGO (б)

1.3.2 Система кондиціонування та вентиляції повітря

Система кондиціонування повітря по судну складається з холодильної установки фірми York Marine Refrigeration, моделі AC-1 та AE-1. Холодильна установка виробництва фірм Schorch і ABB (безпосереднього розширення з повітряним охолодженням) в якій у якості робочої речовини використовується фреон R134a. В пасажирських санітарно-побутових та службових приміщеннях передбачена штучна або природна вентиляція, що забезпечує повітрообмін в приміщеннях відповідно до санітарних норм. Всі житлові приміщення судна, а також кают-компанія, стернова та штурманська рубка обладнані системою кондиціонування повітря з індивідуальним регулюванням температури повітря в приміщеннях. У теплу пору року у всіх житлових приміщеннях, забезпечується температура повітря не вище за 23°C, а в службових приміщеннях - не вище за 24°C при розрахунковій температурі повітря 35°C [1].

1.3.3 Система побутового водопостачання

На судні передбачено системи: забортної води та прісної побутової води з централізованим гарячим водопостачанням. Запас прісної води (у кількості близько 3500 тон) зберігається в цистернах в трюмі судна. Вода в цистерни приймається з берегового джерела або наповнюються водо-опріснювальною

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		19

установкою. Вода очищується, і знезаражується озоном в установці ультрафільтрації ENWA BIN-X, яка є бактерицидним бар'єром при підготовці води, придатної для пиття [1].

У системах питного водопостачання, вода піддається впливу різних зовнішніх умов, що створює небезпечні чинники, що впливають на її якість. BIN-X ефективно видаляє механічні частинки і бактерії, такі як Legionella і E-Coli з питної води. ENWA BIN-X використовує для цього ультрафільтрацію, фактично знищуючи бактерії. ENWA BIN-X має схвалення VA на установку в системах питного водопостачання. Після очищення вода подається в накопичувальну цистерну місткістю 10 т. З накопичувальної цистерни за допомогою насосного агрегату, що складається з електронасоса продуктивністю 3,9 м³/год, і пневмоцистерни місткістю 0,6 м³, вода подається в камбуз, в сан блоки кают, до умивальників, в пральню та водопідігрівач. Система заборотної води обслуговується агрегатом заборотної води, що складається з електричних насосів – MDVC Naniwa Pump Mfg.Co. Ltd моделі FBWV-350 продуктивністю 760 м³/год, в системі також передбачений ежекторний насос FWG фірми MDVC Naniwa Pump Mfg.Co. Ltd моделі FBWV-450 продуктивністю 1250 м³/год. Вода подається на промивку стічних цистерн і для прибирання приміщень а також на опріснювач марки Hitachi Appliances типу HAU-CL600EXE2TM низького тиску продуктивністю 270 м³ за добу [1].

1.3.4 Пожежні системи

Для забезпечення пожежної безпеки на судні передбачені такі системи:

Водяна пожежна система яка забезпечує подачу води до пожежних гідрантів, до систем гасіння піною, до ежектора системи осушення і зачистки баластних танків. Система обслуговується 12/6 пожежними відцентровими електронасосами фірми Minimax, моделі Pump unit 5+1 потужністю 2 x 222 кВт. і 2 x 180 кВт. максимальною продуктивністю по 110 м³/год. при напорі 5 МПа, розташованими в машинно-котельному відділенні. Також на

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		20

судні передбачений аварійний пожежний насос фірми Naniwa Pump Mfg. Co. Ltd моделі FB2V-125-2 продуктивністю 65 м³/год. Система водяного туману забезпечує гасіння пожежі шляхом впорскування дрібнодисперсного водяного туману в приміщення та приміщення для розміщення. Туман має охолоджуючу дію на пожежу, а також діє на місцеве зниження рівня кисню, оскільки туман випаровується там, де вогонь зосереджений. Оскільки це дрібний туман, кисень все ще доступний, а персонал безпечний у місцях, де система активована [1].

Система вуглекислотного гасіння передбачає гасіння пожежі в машинному відділенні, вантажних трюмах, а також в приміщеннях аварійного дизель-генератора. Для спеціалізованих відділень машинного приміщення та приміщень середньої напруги передбачена фіксована система пожежогасіння CO₂. Для системи машинного відділення передбачено два набори CO₂, що забезпечує надмірність. Кількість пляшок з CO₂ у кожній кімнаті здатна захистити найбільший простір. Існують додаткові автономні системи, які охоплюють приміщення аварійного генератора / аварійного розподільного щита на палубі 17, сухе сміття для сміття та суху їжу на палубі 3, а ще одне охоплює магазин фарби на палубі 6. Існують окремі установки, які закривають вихлопні канали судна [1].

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 відсік відходить окремий трубопровід з повітряно-пінним стволом. Для гасіння пожежі на відкритих палубах судно обладнують лафетними повітряно-пінними стволами, які встановлюють на палубі надбудов. Лафетні стволи дають струмінь піни довжиною понад 50 метрів. Вантажні трюми повинні бути захищені системою піногасіння середньої кратності. Також судно обладнане системою виявлення та сигналізацією диму виробництва фірми Danfoss/Semco моделі Scantec ST-990. Вона використовується для виявлення диму (SDS) у вантажних трюмах та

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		21

на палубі за допомогою спеціальних димових сповіщувачів - Smoke Detector Fan Exhaust - Mooring Deck. Контролює та використовується для направлення CO₂ в трюми, якщо це потрібно [1].

Система об'ємного хімічного гасіння групи приміщень, містить блок автоматичного набору необхідної кількості балонів з вогнегасною рідиною для кожного приміщення, блок управління послідовного підриву піропатронів, Дана система забезпечує сталий (постійний) контроль і сигналізацію стану піропатронів шляхом протікання струму контролю безпечної величини безпосередньо через нитки піропатронів під час пожежогасіння. Крім того, підриг піропатронів та відкриття балонів з вогнегасною рідиною проводиться одночасно всіх в групі після подачі сигналу від датчика пожежі розміщеному в приміщенні [1].

1.3.5 Баластна система

Баластна система призначена для перекачування по судну та видалення за борт водяного баласту. Баласт (забортна вода) приймають на судно для збільшення осадки при порожньому судні з метою покращення роботи гребного гвинта, для вирівнювання крену або диферента, зміни остійності судна. Баластна система дозволяє заповнювати та вивантажувати морську воду з резервуарів всередині корабля, щоб зберегти стабільність судна та забезпечити контроль над положенням судном [1].

На палубі 0 передбачений один основний баластний танк, який з'єднаний з аварійним насосом / баластним насосом і насосом з трюком / баластом, який має дві точки розряду. Звичайна нормальна точка розряду, розташована в FZ6, і передня точка аварійного розряду в FZ1. Насос для зняття баласту / баласту в FZ5 також підключений до основної лінії баласту, і він використовується для зачистки цистерн. Цей насос може бути використаний як резервний при необхідності для баластних насосів. Аварійний відбійний / баластний насос може бути використаний як резервний насос для охолодження морської води для аварійного чиллера [1].

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						22
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Система включає в себе: трюмовий / баластний насос моделі: FBSV (тип MDVC) Naniwa Pump Mfg. Co. Ltd потужністю 300м^3 / год при 3 бар з параметрами двигуна - 45 кВт; 1482 хв^{-1} ; аварійний гвинтовий / баластний насос FBSV-250 (тип MDVC) Naniwa Pump Mfg. Co. Ltd потужністю 300м^3 / год при 3 бар з параметрами двигуна - 45 кВт і насос для зняття / закачування баласту NDP-80-BSN Yamada Corporation пневматичний діафрагменного типу потужністю 25м^3 / год. Всі операції з баласту та де баластування для кожного танку повинні бути записані в баластний журнал, форма ID 207Q, дата, посада на судні температура, питома вага, кількість накачування, кількість танків та будь-яке інше зауваження, згідно Резолюції IMO Resolution A868 (20) та Регламент Lloyds [1].

1.4 Пропульсивна системи судна

Судно оснащено двома основними системами приводу, основною руховою системою азипода і системою тяги.

Система приводу азипода є основною системою рушійного руху. Система азипод поєднує основні рушійні електродвигуни та гвинти з рулями в загальний вузол струга, підвішений на кормі судна (рис. 1.2) [1].

Система тяги застосовується для надання допомоги основній рушійній системі при маневруванні судном на повільних швидкостях, як правило, при причалі або прив'язці. Система тяги складається з трьох гвинтів, встановлених гвинтами в тунелях на носі судна. Ці гвинти приводяться в рух від електродвигунів, встановлених всередині [1].

Електрична потужність для основної рушійної системи та рушіїв подається із загальної електричної мережі, головних розподільних щитів 11 000 В; ця мережа також забезпечує електричне навантаження корабля. Ця мережа живиться від чотирьох дизельних генераторів (рис. 1.7) [1].

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		23

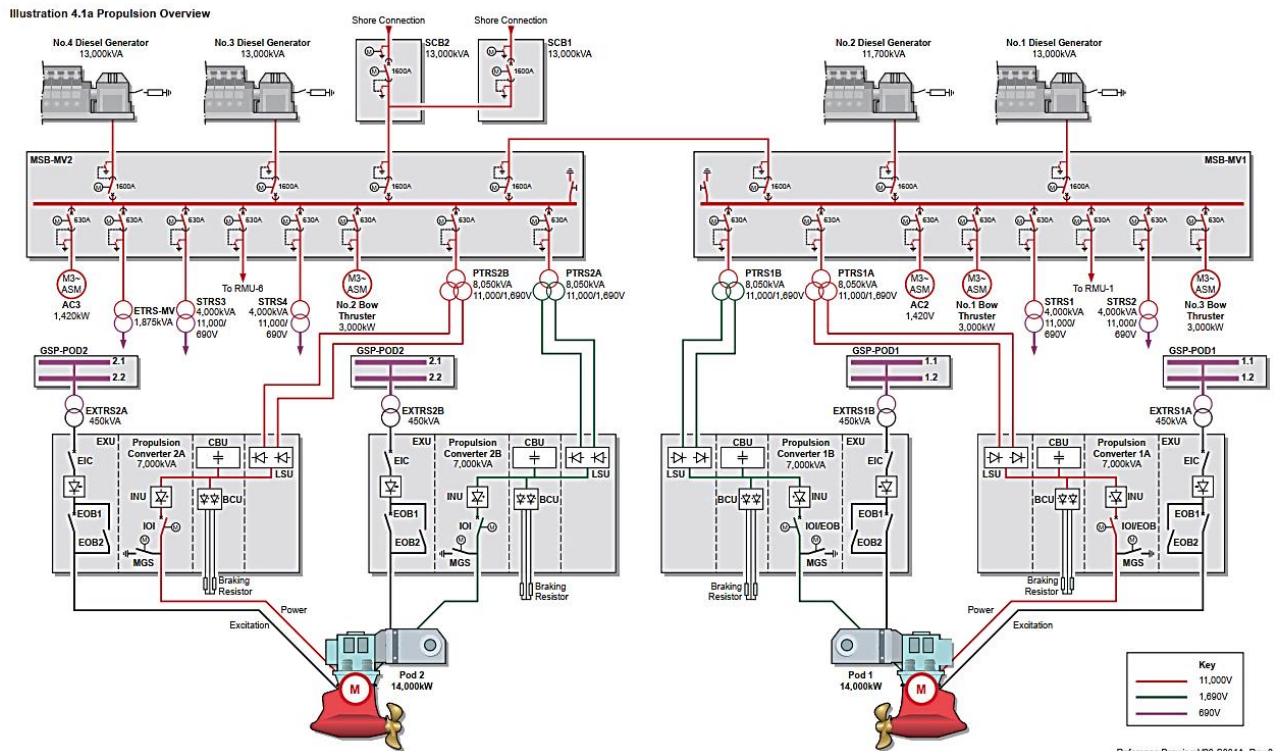


Рисунок 1.7 – Система керування пропульсивної системи судна «AIDAperla»

Основна система рушія складається з чотирьох приводів перетворювача частоти, що живлять різну частоту живлення від основної електричної мережі до двох синхронних електродвигунів. Перетворювачі частоти приводу A і B (рис.1.7) подаються через силові трансформатори, які перетворюють в основному розподільному щиті, що забезпечують напруги від 11000 В до 1690 В. Двигуни мають потужність 14 МВт і встановлені в підвішених азимутуючих рушіях, що називаються «азиподами». Двигуни безпосередньо приєднані до гвинтових валів і нерухомих гвинтів. Кожен двигун є двомоторним з двома трифазними обмотками, кожна обмотка позначається всистемі як «напівсигнальний» двигун. Перетворювачі частоти дозволяють "працювати в чотирьох квадрантах", що означає, що двигун можна приводити в рух і гальмувати в кожному напрямку [1].

Система приведення в рух кожного валу складається з: двох силових трансформатора, підключених до основного 11кВ розподільного щита (MSB-MV); двох приводів перетворювача частоти A і B; одного синхронного електродвигуна без щіток, розділені на два окремі обмотки; двох

трансформаторів збудження (один робочий і один резервний) і рухових систем збудження; однієї системи управління [1].

Усі місця управління обладнані постійно діючими аварійними вимикачами, які зупиняють двигуни, спрацьовуючи вимикачі живлення трансформаторів на головних розподільних щитах [1].

1.4.1 Гвинто-рульові колонки

Азіпод (Рис.1.2) пристрій призначений для забезпечення керованості судном, зміни курсу, маневрування та утримання на заданому курсі.

На судні використовуються 2 азіподи фірми АВВ, що призначені для азимутації, приводу з електроприводом. Потужність двигуна азіподу: 2 х 7 МВт (14 МВт / Pod) при забезпеченні швидкості (частоті обертання) – 120 об / хв. [1].

Два азимутів азіподи забезпечують приведення в рух і керування судном. Азіподи однакові, і подальший опис стосується обох. Азіпод складається з внутрішньої частини та підвісної частини. Внутрішня частина містить компоненти, розташовані в корпусі судна, такі як рульовий блок і блок управління. Підвісна частина складається з компонентів поза корпусом корабля, які, по суті, є корпусом азіподу, двигуна привідного гвинта, валу, ущільнювачів і гвинтів [1].

Занурений силовий двигун модулюється об'єднаним двигуном-фазовим електричним двигуном у сухому середовищі, безпосередньо керуючи нерухомим кроком, шести лопатевим гвинтом. Привідний модуль включає зварений сталевий каркас, вал і допоміжні системи. Привідний двигун охолоджується за допомогою системи охолодження замкнутого контуру.

Привідний модуль кріпиться болтами до азимутуючої частини рульового модуля. Рульовий модуль приварений до корпусу корабля. Модуль рульового управління включає механіку керування руховим модулем [1].

Модуль рульового управління компонентів системи азіпод складається з механічних компонентів, необхідних для функції рульового управління

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		25

азипода. Рульові двигуни, оснащені інкрементальним датчиком, керуються перетворювачами частоти. Вали двигуна оснащені електричними гальмами, що управляються системою управління електричним рульовим управлінням. Гальма запобігають раптовому повороту азіпода у випадку повного виходу з ладу блоку живлення. Гальма можна відпустити вручну [1].

Стерно та стернова машина, а також елементи керування в цілому, складають кермовий пристрій судна. Управління стернового електроприводу забезпечує переключку стерна, його зупинку, реверсування та регулювання швидкості. На судні встановлено два навпіл балансирних, підвісних стерна профілю NACA, площею 60,078 м². Стернова машина виробництва фірми Yoowon-Mitsubishi, моделі: YDFT-475-4 x 2 з крутним моментом 5 394 Кн/м при 35°, забезпечує переключання стерна при повному передньому ході і при роботі одного насосного агрегату з 35 ° одного борту на 30 ° іншого борту протягом 28 секунд, гідравлічна схема стернової машини приведена на рис.1.7.

Керування стерновою машиною передбачається дистанційне, авторульовим з навігаційної рубки, ручне - з румпельного приміщення та приміщення аварійного насоса стернової машини. У румпельному приміщенні передбачена стаціонарна цистерна запасу масла, достатня для заправки гідросистеми стернового приводу. Також передбачені електричні обмежувачі повороту пера руля в системі управління стернової машини та механічні в конструкції пера стернової машини [1].

1.4.2 Рушії

Для поліпшення керованості на малому ході та при швартуванні як засіб активного управління на судні встановлюється два тунельних підрулюючих рушія, які розташовуються в носовій частині судна. Основне призначення рушіїв: покращити маневровість судна при роботі на маленькій швидкості, або у вузьких місцях; утримувати судно у заданому положенні при бічному вітрі на стоянці (рейді); переміщувати судно при швартових операціях в заданому напрямку. Три рушії тунельного типу фірми Brunvoll AS розташовані в

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						26
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

носовій частині судна. Внутрішній діаметр тунелю: 3054 мм. Швидкість (частота обертання) пропелера: 214 об / хв. Кількість лопатей: 3. Коефіцієнт передач: 12/42. Рушій оснащено муфтою для тяги / двигуна: Еластична муфта - Revolex KX-D 215. Для керування рушієм використана сервосисема моделі ВРА PV7 40-71, потужністю 3 х 690В, 7,5 кВт. В системі рушія застосован електродвигун фірми АВВ. Він призначений для безперервної роботи (тип S1). Кріплення двигуна: вертикальне. Напруга двигуна: 11 000В. Швидкість двигуна: 739 хв⁻¹. Потужність двигуна: 3000 кВт. Тунельні тяги призначені для забезпечення бічної тяги для маневрування на низькій швидкості та для позиціонування. Бічний поштовх і поворотний момент, передбачений тунельним дроселем, залежать від форми корпусу і швидкості корабля, а також занурення корпусу [1].

1.4.3 Якірний пристрій

Судно забезпечується двома стоянковими якорями типу «Висока потужність утримування» масою 14100 кг кожен. Якірні ланцюги для станових якорів - електрозварні з розпіркою особливої міцності зі сталі 3 класу, діаметром 107 мм, довжиною 385 м правого борту і 358 м лівого борту. Ланцюги зберігаються в спеціальних ящиках, що забезпечують само укладку. Проводка якірного ланцюга з клюза на лебідку здійснюється через ролик. Віддача та підйом якорів здійснюється гідравлічними якірно-швартовими лебідками, які забезпечують швидкість підняття якоря з номінальної глибини стоянки 110 м. Управління роботою якірними механізмами місцеве, а гальмами приставок - місцеве (ручне) або дистанційне з рульової рубки. Для стоянки судна на якорях передбачені стопора якірних ланцюгів [1].

1.4.4 Швартовий та буксирний пристрої

Судно оснащене двома електрично приведеними в комплекті лебідками / причальними лебідками з ще чотирма швартовими лебідками на передній

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		27

причальній палубі та п'ятьма швартовими лебідками на кормовій швартовій палубі. Електричні пускові панелі та гідравлічний силовий агрегат для передніх вітрових стекол і лебідки розташовані в приміщенні спорядження для причалу, розташованому переднім бортом вперед на палубі 5. Електричні пускові панелі лебідки лебідки розташовані в приміщенні пристосування для причалу та бортового спорядження на палубі 4 зліва. вони можуть працювати як в ручному режимі так і в автоматичному. 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. Також на судні передбачені швартові кнехти, швартовні троси (канати). Швартовні та буксирні лебідки обладнані наступними канатами: швартовні нейлонові канати: 10 шт.; $D = 75$ мм, L кожного 210м; матеріал синтетичний; розривне зусилля 570 кН; буксирний трос: 1 шт.; $D = 65$ мм; $L = 280$ м; матеріал - сталь; розривне зусилля 1690 кН, який зберігається в носовій тросовій коморі [1].

1.4.5 Рятувальне та шлюпочне обладнання

Судно «AIDAperla» забезпечене індивідуальним рятувальними засобами та обладнанням у відповідності з СОЛАС та кодексу LSA: рятувальними кругами; морськими рятувальними жилетами; гідротермо костюмами; страховочними жилетами; засобами індивідуального захисту шкірних покривів; судновими аптечками. Загальне забезпечення евакуації в лодках 4382 (82,7%) пасажирів і в евакуаційних засобах 1,010 (19,1%) пасажирів відповідно. На судні встановлено 14 моторних рятувальних шлюпок (PEL 12.5, Hatecke), 18/2 евакуаційних систем (Viking 100DKS, тип SOLAS A pack) і 2 швидкісних рятувальних човна, місткістю по 34 особи виробництва фірми Hatecke. Вони мають дизельні двигуни Nanni Kubota з електричним стартером і двома акумуляторами для запуску [1].

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		28

РОЗДІЛ 2

АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ТЕНДЕНЦІЙ РОЗВИТКУ КОНСТРУКЦІЙ І ЕКСПЛУАТАЦІЇ СИСТЕМ ПОДАЧІ ДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ

2.1 Аналіз конструкції рідинних паливних систем СЕУ

Паливна система суднових дизелів призначена для прийому, зберігання, очищення і своєчасної подачі палива в циліндри двигуна. До складу паливної системи входять: паливні цистерни, паливоперекачуючі і паливопідкачуючі насоси низького тиску, фільтри грубого і тонкого очищення, підігрівачі палива, паливні сепаратори, підігрівачі сепараторів, паливний насос високого тиску, паливні форсунки і паливні трубопроводи. На рис. 2.1 показана принципова схема паливної системи суднового дизеля [2-13].

Цистерни основного запасу палива зазвичай розташовують в міждонному просторі, їх ємність повинна забезпечувати запас палива для заданої автономності плавання. Витратні цистерни встановлюють попарно, причому одна з них може бути відстійною. Всі паливні цистерни обладнують вентиляційними трубами, дистанційними показчиками рівня, необхідною арматурою, горловинами для огляду і ремонту. При роботі двигуна на важкому паливі всі цистерни мають паровий обігрів [2-13].

Паливоперекачуючі насоси служать для прийому палива через борти; в разі необхідності видачі палива на інше судно здійснюють перекачування. Паливоперекачуючі насоси виконують шестеренчастого, гвинтового і відцентрового типів. Паливоперекачуючі насоси служать для забезпечення надлишкового тиску палива, що подається до всмоктуючої порожнини насосів високого тиску. За конструкцією ці насоси бувають: плунжерні, шестеренні і коловоротні. Паливоперекачуючі насоси приводяться в дію від колінчастого і розподільного вала [2-13].

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						29
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

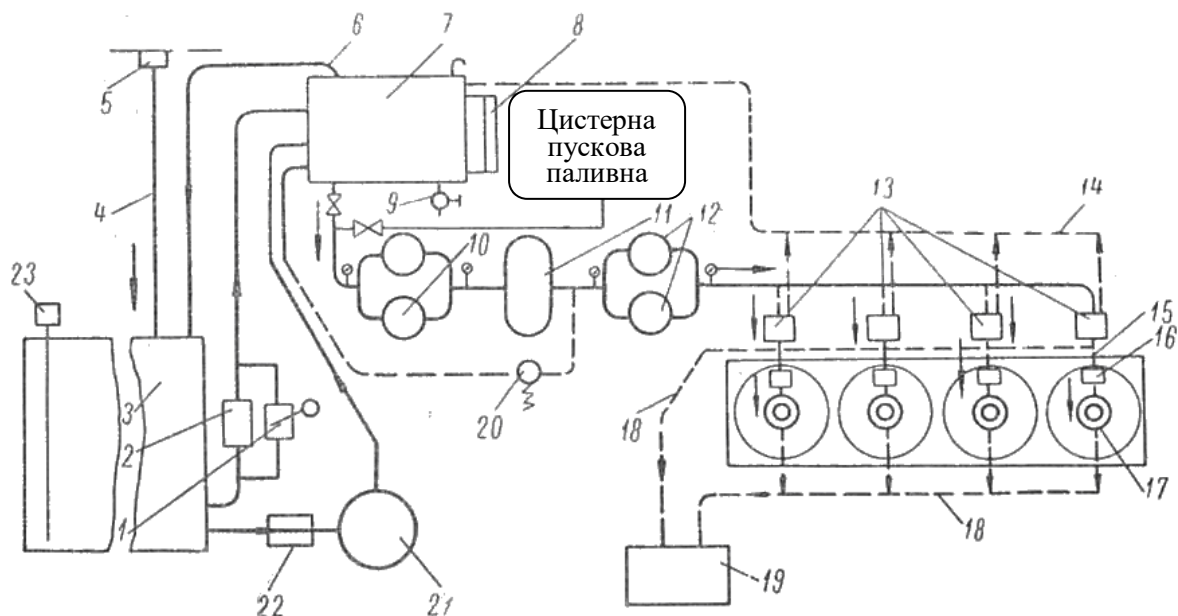


Рисунок 2.1 – Принципова схема паливної системи суднового дизеля [2]:

1 – керуємий паливоперекачуючий насос; 2 - паливоперекачуючий насос;
 3 - запасна цистерна; 4- трубопровід; 5- палубні втулки правого і лівого бортів;
 6- переливна труба; 7- видаткова цистерна; 8 - показчик рівня; 9- зливний кран;
 10 - спарений фільтр грубої очистки; 11- паливопідкачуючий насос;
 12- спарений фільтр тонкого очищення; 13- паливні насоси високого тиску;
 14 - рециркуляційний трубопровід; 15 - трубопроводи високого тиску;
 16 - щілинні фільтри; 17 – форсунки; 18 – трубопровід; 19 - стічна цистерна;
 20 - запобіжний клапан; 21- сепаратор; 22- підігрівач; 23- ручний зачистний насос.

У процесі транспортування і зберігання відбувається забруднення і обводнення палива, тому його фільтрація є необхідною умовою для забезпечення надійної роботи паливної апаратури і зменшення зносу її в процесах тертя. Паливні фільтри поділяються на фільтри грубого очищення, які встановлюють перед паливопідкачуючими насосами, фільтри тонкого очищення, що встановлюються перед насосом високого тиску, і щілинні фільтри, що встановлюються безпосередньо біля чи вмонтовані в форсунку. За допомогою фільтрів досягається висока ефективність очищення палива, просте обслуговування і легкість заміни фільтруючих елементів. Зазвичай

фільтри виконують спареними, що забезпечує чистку або заміну одного з елементів фільтрів при роботі іншого. Фільтруюча поверхню грубих фільтрів складається з металевих сіток або набору металевих пластин зі щілинами. Для фільтрів тонкого очищення є фільтрувальні металеві пластини зі зменшеними зазорами, а також паперові, повстяні, фетрові і капронові змінні вставки [4].

Тонке очищення палива досягається за допомогою спеціальних фільтрів і сепараторів. Застосовуючи сепаратори, з палива можна видалити воду і механічні частинки розміром до 3-10 мкм. Працюють сепаратори на принципі відцентрової сили. В процесі сепарування паливо розпорошується на дрібні частки при цьому відбувається видалення води і домішок. Для кращого сепарування в'язкі палива попередньо підігрівають [2-13].

Крім цього, паливна система суднової енергетичної установки призначена для подачі палива в циліндри головних і допоміжних двигунів. Однак поряд з основним призначенням паливна система повинна забезпечувати: прийом і зберігання палива; очищення палива від води і механічних домішок; безперервну подачу палива до двигунів; охолодження форсунок (при використанні для цієї мети палива) [2-13].

Відповідно до цих завдань паливну систему умовно можна розділити на ділянки: прийому, зберігання і перекачування палива; сепарації палива; подачі палива до головних і допоміжних двигунів; охолодження форсунок. Комплектація кожної ділянки пристроями, механізмами, трубопроводами залежить від роду палива, що використовується в двигунах. У зв'язку з цим паливні системи поділяють на системи дизельного і важкого палива. Устаткування паливних систем здійснюється в суворій відповідності з Правилами Регістра [2-13].

Система дизельного палива (рис. 2.2) використовується, в основному, для високооборотних і середнеоборотних двигунів. Участок прийому, зберігання і перекачування служить для подачі палива з берега в судові цистерни, тривалого зберігання в них палива, перекачування палива з одних ємностей в інші, а також для видачі палива на берег. В цю ділянку входять

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						31
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

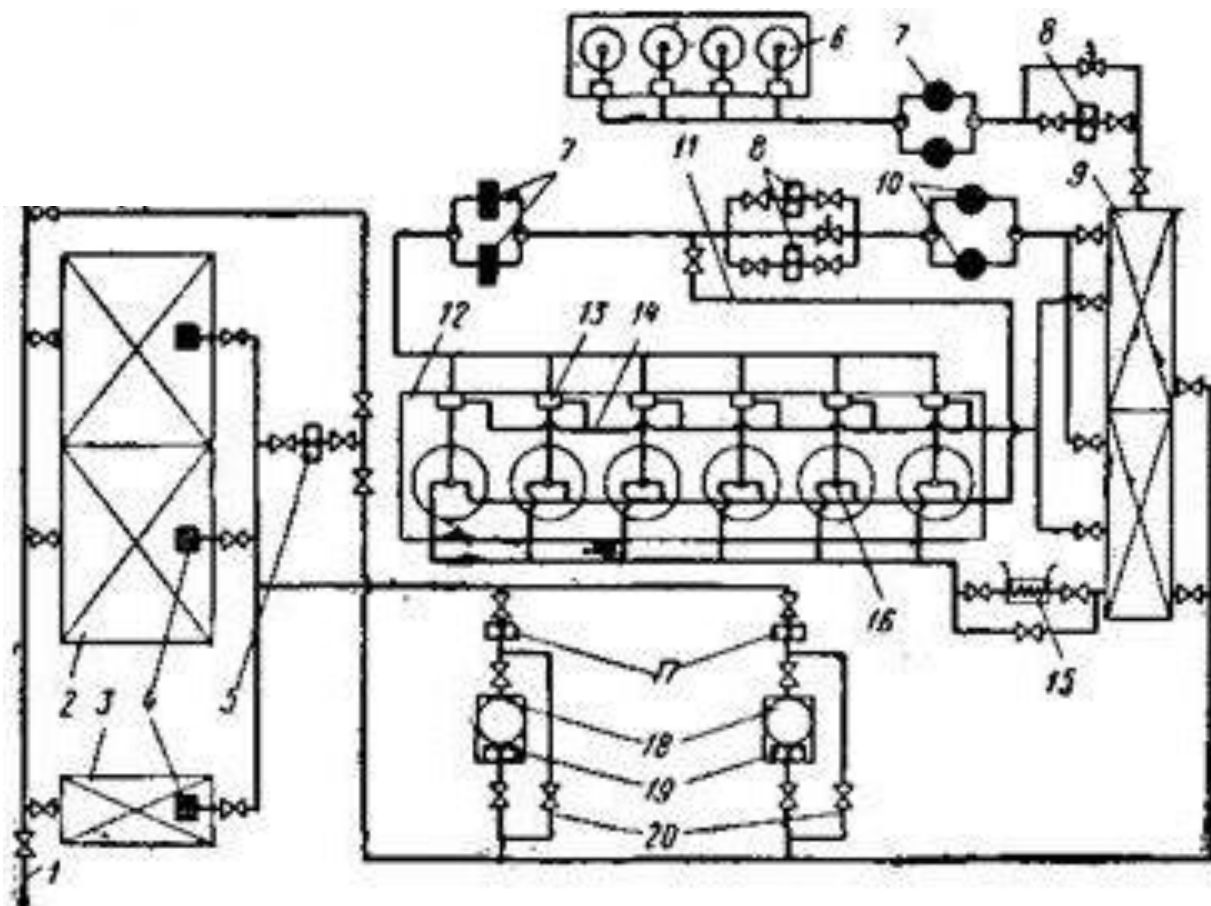


Рисунок 2.2 – Система подачі легкого палива: 1- палубний приймальний трубопровід; 2- цистерна основного запасу; 3 – цистерна аварійного запасу; 4- фільтри; 5 - паливоперекачуючі насоси; 6- трубопроводи та арматура; 7 – фільтри тонкого очищення; 8- підкачувальні насоси; 9- витратні цистерни; 10 - фільтри грубого очищення; 11- трубопровід; 12- двигун; 13 - паливних насосів високого тиску; 14 – трубопровід; 15 - холодильник для охолодження палива; 16 – форсунки; 17 - навішений насос; 18,19 – сепаратор; 20- обвідний трубопровід [2-13];

цистерни основного 2 і аварійного 3 запасу, фільтри 4, паливоперекачуючі насоси 5, трубопроводи та арматура [2-13].

Приймання палива з берега здійснюють через палубний приймальний трубопровід 1, що дозволяє приєднувати шланги з будь-якого борту. На пасажирських суднах передбачають спеціальні приймальні станції, відокремлені від інших приміщень. Трубопровід прийому палива повинен бути доведений до днища цистерни з мінімальним зазором [2-13].

Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата

Для зберігання палива на суднах використовують міждонний простір, бортові цистерни і диптанки. Дизельне паливо завдяки високій якості не втрачає своїх властивостей і не створює особливих труднощів при зберіганні. Низька температура застигання дозволяє йому зберігати плинність при зниженні температури, що забезпечує хороші умови перекачування без підігріву палива в цистернах [2-13].

Трубопроводи, по яких паливо забирається з цистерни, забезпечені фільтруючими сітками і запірними клапанами. Клапани встановлюють на цистернах, а для міждонних ємностей на приймальному трубопроводі - вище цистерн [2-13].

Паливо з однієї запасної цистерни в іншу і в витратні цистерни перекачує паливоперекачуючий насос 5. Правила Регістру передбачають встановлення двох таких насосів, один з яких резервний. В якості резервного допускається використання будь-якого іншого придатного для цього насоса, в тому числі насоса сепаратора. В цьому випадку передбачений обвідний трубопровід 20. Паливні трубопроводи прокладають з урахуванням забезпечення протипожежної безпеки. Клапани трубопроводів встановлюють в легкодоступних освітлених місцях v.

Участок сепарації забезпечує подачу палива із запасних цистерн до сепараторів, сепарацію палива і заповнення витратних цистерн. При дотриманні правил транспортування і зберігання дизельне паливо забруднюється мало і для його очищення від механічних домішок і води достатньо використовувати сепарацію і фільтрацію, повністю відмовившись від відстоювання. Тому в даній системі паливо з цистерн запасу направляється безпосередньо в сепаратор 18, для чого зазвичай використовують навішений на нього насос 17. Низька густина дизельних палив не вимагає їх підігріву перед сепараторами [2-13].

Правила Регістру передбачають встановлення не менше двох сепараторов. За конструкцією вони можуть бути як власноочисними, так і ні. Сепаратори включають паралельно. Сумарна продуктивність їх повинна

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		33

забезпечувати сепарацію добової витрати палива за 8-10 год. Паливо в витратні цистерни 9 подає нагнітальний насос 19 сепаратора [2-13].

Паливо з витратних цистерн 9 до двигуна 12 може подаватися самопливом або за допомогою підкачуючого насоса 8. Перший спосіб простий і надійний. Однак використання підкачуючого насоса краще. Завдяки тому, що його продуктивність в 2-3 рази більше годинної витрати палива, поліпшується наповнення паливних насосів 13 високого тиску, створюється циркуляція через них палива, що забезпечує видалення бульбашок повітря і парів. Крім того, паливопідкачиваючий насос дозволяє подавати паливо під тиском на охолодження форсунок з системи головного двигуна. Надмірна відсічка палива після паливних насосів повертається в видаткову цистерну по трубопроводу 14 [2-13].

В установках з одним головним двигуном поряд з основним насосом, що підкачує, який може бути навішеним на двигун або мати автономний привід, передбачається резервний насос. Його роль може виконувати будь-який придатний для цієї мети насос [2-13].

До дизеля має подаватися паливо, очищене від води і механічних домішок. При використанні сепараторів для очищення палива перед паливними насосами досить встановити фільтри грубої очистки 10. У разі подачі палива в витратні цистерни без попередньої сепарації перед паливними насосами повинні бути встановлені фільтри грубого 10 і тонкого 7 очищення, конструкція яких повинна допускати очистку без зупинки двигуна [2-13].

Паливо на допоміжні двигуни 6 подається з витратних цистерн головних двигунів через автономні системи, що мають свої підкачувальні насоси 8 і фільтри 7. У системах легкого палива для охолодження форсунок 16 слід брати дизельне паливо (трубопровід 11) з системи подачі його до двигуна. При цьому в якості циркуляційного можна використовувати паливопідкачуючий насос, що спрощує систему. Після охолодження форсунок паливо повертається в видаткову цистерну. На зворотному трубопроводі може бути передбачений холодильник 15 для охолодження палива [2-13].

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						34
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Система важкого палива в суднових установках з мало- і середньо оборотними двигунами показана на рис. 2.3 [2-13].

При роботі двигуна на важкому паливі в паливній системі використовують додаткові елементи для підігріву і очищення палива. Крім того, установку, що працює на важкому паливі, обладнують системою легкого

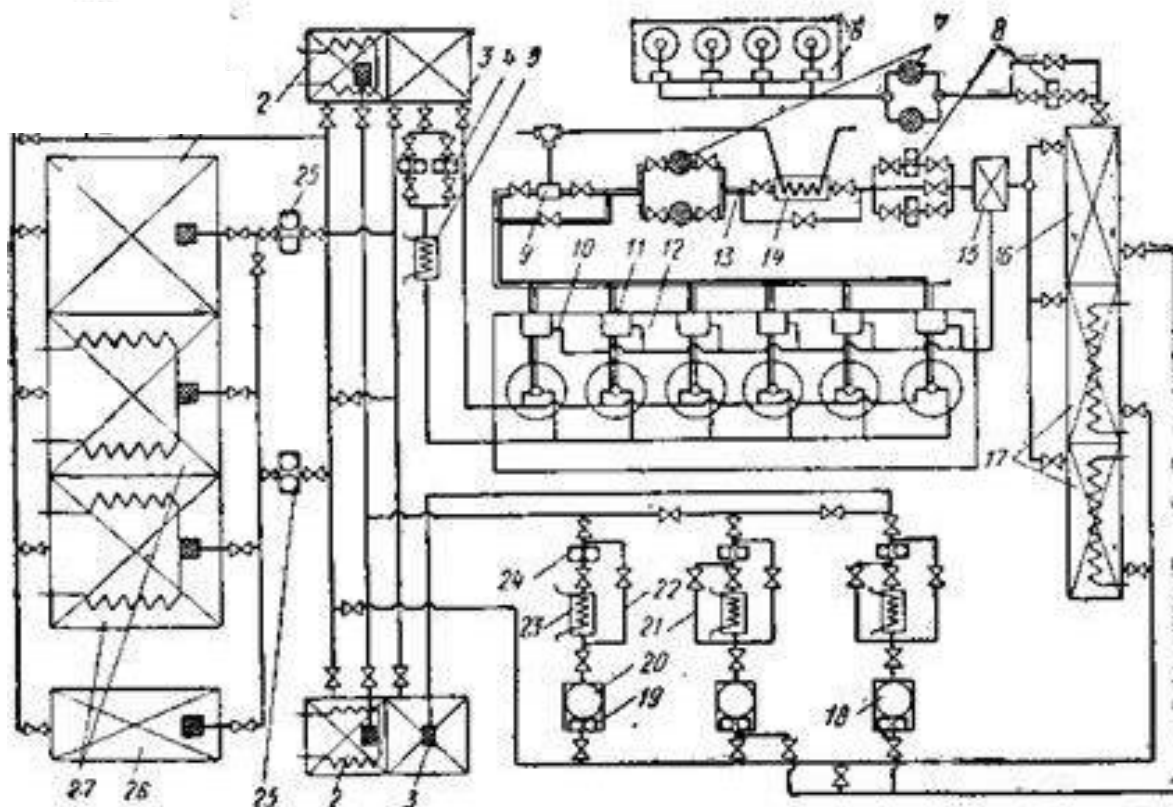


Рисунок 2.3 – Система подачі важкого палива: 1- цистерна для палива; 2- цистерни важкого палива; 3 - цистерни легкого палива; 4- циркуляційні насоси; 5 – охолоджувач; 6 – допоміжні двигуни; 7 – фільтри; 8 - паливопідкачуючі насоси; 9- регулятор в'язкості палива; 10 - трубопровід повернення відсічного палива; 11 - паливні насоси; 12 – головні двигуни; 13 - паропровод-супутник; 14 – підігрівачі; 15 - циркуляційна цистерна; 16 - цистерна дизельного палива; 17 - витратні цистерни; 18 - сепаратор; 19 - нагнітальні насоси; 20 – сепаратор; 21- трубопровід обводу підігрівача; 22 - рециркуляційний трубопровід; 23 - підігрівачі палива; 24 - прийомні насоси сепараторів; 25 - два взаємозамінних насоса; 26 - запасна цистерна; 27 - цистерни важкого і легкого палива [2-13].

палива для роботи двигуна в пусковий і передзупиночний період. Застосування додаткового обладнання значно ускладнює паливну систему.

Приймання, зберігання і перекачування палива в системі мало відрізняються від аналогічної ділянки в установці, що працює на дизельному паливі. Основні відмінності полягають в наступному: цистерни основного запасу поділяються на цистерни важкого 27 і легкого палива; є запасна цистерна 26. Для зберігання палива можуть використовуватися паливобаластні танки що заміщуються, які слід враховувати в експлуатації для попередження обводнення палива. При зберіганні палива в таких танках баластна система повинна бути роз'єднана з ними шляхом встановлення на відповідних трубопроводах вільно-глухих фланців [2-13].

При зберіганні в цих танках баласту паливна система від них повинна бути відокремлена; використання палив середньої і високої в'язкості вимагає встановлення в цистернах зміювиків парового підігріву загального або місцевого типу; для виконання вимоги Регістру про наявність двох перекачувальних насосів можуть бути використані два взаємозамінних насоса 25 для легкого і важкого палива. Допускається мати один насос для перекачування легкого і важкого палива, а в якості резервного використовувати баластний насос; для попереднього очищення палива від води і механічних домішок в системі передбачаються відстійні цистерни важкого 2 і легкого 3 палива. Відстійні цистерни важкого палива забезпечені нагрівальними паровими зміювиками. На окремих судах відстійні цистерни відсутні [2-13].

Сепаратори служать для очищення палива від води і механічних домішок. Система сепарації включає прийомні насоси 24 сепараторів, підігрівачі палива 23, сепаратори 18 і 20, нагнітальні насоси 19, спрямовують сепароване паливо в витратні цистерни 17 важкого палива або цистерну 16 дизельного палива [2-13].

Паливо до сепараторів може подаватися або автономним насосом або насосом, навішеним на сепаратор. У першому випадку насос можна

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		36

розташувати досить низько і близько до відстійної цистерни, що підвищує надійність всасування [2-13].

Перед надходженням в сепаратор паливо проходить через паровий підігрівач. Зазвичай кожен сепаратор має свій підігрівач, але завдяки високій надійності останніх допускається використання одного підігрівача для двох сепараторів. При використанні сепараторів, що власноочищуються, під час розвантаження барабана, щоб уникнути перегріву палива в підігрівачі передбачається рециркуляційний трубопровід 22 [2-13].

Для сепарації важкого палива використовують власноочисні сепаратори, для легкого - як власноочисні, так і не власноочисні. Власноочищуються сепаратори переважно завдяки зниженню трудомісткості обслуговування, взаємозамінності і можливості автоматизованого управління роботою.

Кількість сепараторів вибирають з урахуванням забезпечення сепарації добової витрати палива за 8-10 годин. Однак в будь-якому випадку сепараторів важкого палива повинно бути не менше двох. Для легкого палива в цій системі можна використовувати один сепаратор 18 [2-13].

Сепаратори можна підключати паралельно або послідовно. Паралельне включення краще. У будь-якому випадку підключення повинно забезпечити заміну з ладу сепаратора 18 дизельного палива, що вийшов з ладу, сепаратором 20 важкого палива і навпаки. Сепаратор легкого палива і резервуючий його сепаратор важкого палива повинні мати трубопровід обводу підігрівача 21, так як при сепарації дизельного палива його перед сепаратором не підігрівають [2-13].

Правила Регістру допускають застосування замість сепараторів спеціальних фільтрів, що відокремлюють механічні домішки і воду з такою ж ефективністю, як сепаратори. Кількість таких фільтрів для кожного сорту палива повинна бути не менше двох [2-13].

Передбачений трубопровід, що забезпечує в аварійному випадку подачу палива паливоперекачуючими насосами безпосередньо у витратні цистерни. Участок подачі палива до головних двигунів 12 включає видаткові цистерни

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						37
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

16 і 17, паливopідкачуючі насоси 8, підігрівачі 14, фільтри 7 і регулятор 9 в'язкості палива. Передбачено трубопровід повернення 10 відсічного палива зі спеціальною циркуляційної цистерною 15 [2-13].

Паливо до двигуна подають підкачувальні насоси, кількість яких має бути не менше двох. Обидва насоса можуть мати автономний привід або один з них навішується на двигун, а другий з автономним приводом виконує роль резервного. Вище зазначалося, що продуктивність паливopідкачуючого насоса перевищує годинну витрату палива на двигун. Підігрів палива перед подачею до паливних насосів повинен забезпечувати отримання заданої в'язкості палива. У більшості випадків встановлюють один паровий підігрівач. Резервування підігрівача звичайно не потрібно завдяки надійності його конструкції. На час використання в двигуні легкого палива передбачений обвід підігрівача. У відповідності до Правил Регістру в системі встановлюють взаємозамінні фільтри, після яких паливо проходить через віскозиметр. Віскозиметри на судах використовують як вказуючого, так і регулюючого типу. Останні більше поширені завдяки експлуатаційним перевагам. Вплив віскозиметра на паровий клапан викликає зміну подачі пари в паливopідігрівачі, тим самим регулюється густина палива. На маневрах віскозиметр відключають, і паливо прямовується по обвідному трубопроводу.

Підтримання відрегульованого значення густини досягають прокладкою поблизу газового трубопровода паропроводу-супутника 13 під загальною тепловою ізоляцією. Прі використанні середньо в'язкого моторного палива для підтримки його температури буває достатньо однієї теплоізоляції.

Надлишок палива після паливних насосів 11 повертається в спеціальну циркуляційну цистерну невеликої ємності, що сполучається з атмосферою. Створення циркуляції палива в системі сприяє швидкому його прогріванню перед переходом на важке паливо і забезпечує видалення парогазових бульбашок, що утворюються в процесі підігріву і подачі палива до двигуна. Повернення палива в циркуляційну, а не в видаткову цистерну запобігає перегріванню палива у видатковій цистерні [2-13].

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		38

Прі переключенні двигуна з одного сорту палива на інший циркуляційна цистерна виконує роль змішувальної ємності, чим забезпечується плавна зміна густини палива, що надходить у двигун на перехідному режимі. Для подачі легкого палива в двигун використовують ту ж систему, лише перемикають витратні цистерни, і паливо прямує в обвід підігрівача і віскозіметра. Система подачі палива на допоміжні двигуни 6 не відрізняється від аналогічної системи в установках, що працюють на легкому паливі. Паливо для роботи допоміжних двигунів береться з видаткової цистерни 16 дизельного палива головного двигуна. Система охолодження форсунок дизельним паливом складається з двох циркуляційних насосів 4, охолоджувача 5, трубопроводів та арматури. Дизельне паливо на охолодження береться з видаткової або зі спеціальної циркуляційної цистерни 3. Після охолодження форсунок нагріте паливо повертається в ті ж цистерни. Після циркуляційних насосів холодильника паливо подається на охолодження форсунок з необхідною температурою [2-13].

2.2 Аналіз конструктивних особливостей систем подачі палива на основі 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

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		39

рахунок сили стиску зворотної пружини [2-13].

Принцип золотникового регулювання циклової подачі палива показаний на рис. 2.1. 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. 2.4 а) [2-13].

При підйомі плунжера його верхня кромка поступово перекриває наповнювальний отвір і коли він виявиться повністю закритим починається нагнітальний (активний) хід плунжера (рис. 2.4 б) [2-13].

Подача палива в магістраль високого тиску й далі до форсунки триває доти, поки коса кромка, порожнина якої сполучається з надплунжерним простором, не співпаде з наповнювальним отвором (рис. 2.4 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 [2-13].

Крім поступального руху, плунжер паливного насосу із золотниковим регулюванням може провертатися на деякий кут відносно своєї осі (рис. 2.5).

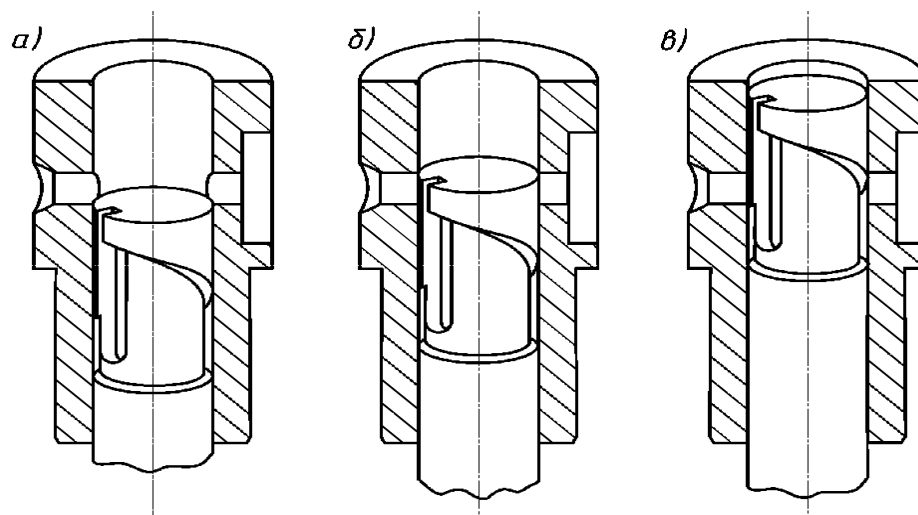


Рисунок 2.4 - Стадії процесу подачі палива секцією із золотниковим регулюванням [2-13]: а - наповнення надплунжерного простору; б – початок нагнітання; в - кінець нагнітання

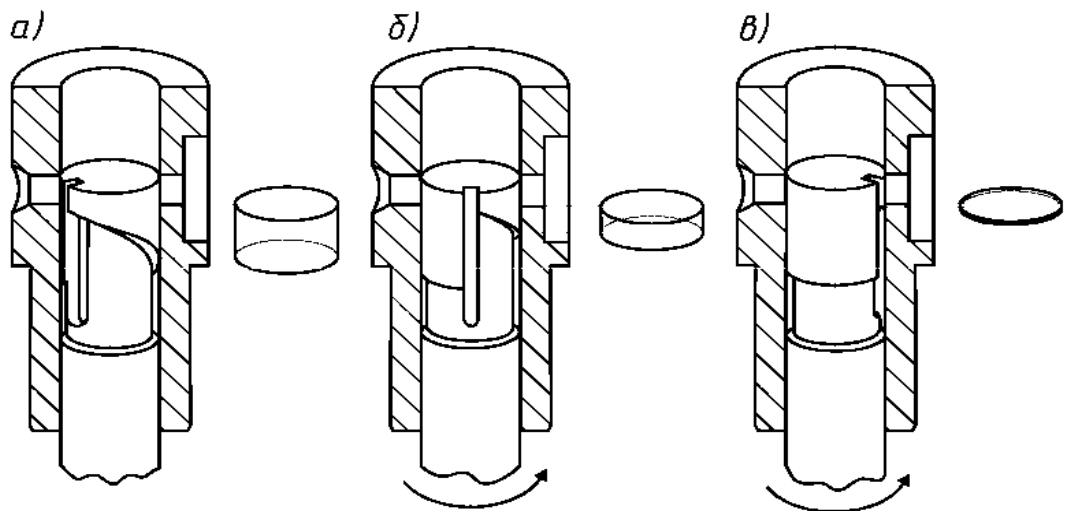


Рисунок 2.5 - Зміна циклової порції палива при провертанні плунжера щодо його осі [2-13]: *а* - повна подача; *б* - часткова подача; *в* - нульова подача

При цьому положення похилої кромки (рис. 2.5), щодо отвору у втулці змінюється, у результаті чого величина активного ходу, а отже й циклова порція палива, зменшується [2-13].

Для повороту плунжера щодо його осі в суднових дизелях використовується пара (рис. 2.6) зубчаста рейка - зубчастий сектор [2-13].

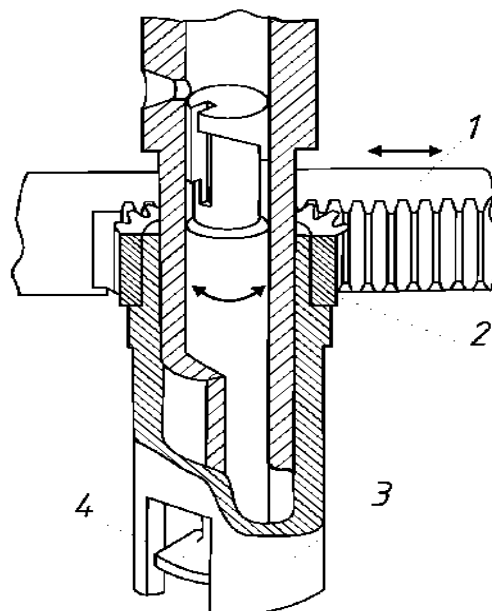


Рисунок 2.6 - Зубчато-рейкова передача для провертання плунжера:
1 - зубчаста рейка; 2 - зубчастий сектор; 3 - склянка; 4 - хвостовик плунжера

В індивідуальних насосах рейка приводить в обертання тільки один плунжер, у блокових насосах одна рейка використовується для одночасного приводу всіх насосних секцій. Рейка з'єднується через систему тяг з регулятором частоти обертання прямо або через систему гідравлічного підсилювача. У золотникових насосах застосовуються три основні способи регулювання циклової порції й фаз подачі палива в робочі циліндри дизеля (рис. 2.7) [2-13].

При першому способі регулювання (рис. 2.7 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 [2-13].

При другому способі регулювання (рис. 2.7 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 плунжера призводить не тільки до скорочення циклової порції палива, але й до зменшення кута випередження подачі [2-13].

Крім того, це приводить до того, що початок подачі зміщується на ділянку більш високих швидкостей переміщення плунжера (від точки A_1 до

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		42

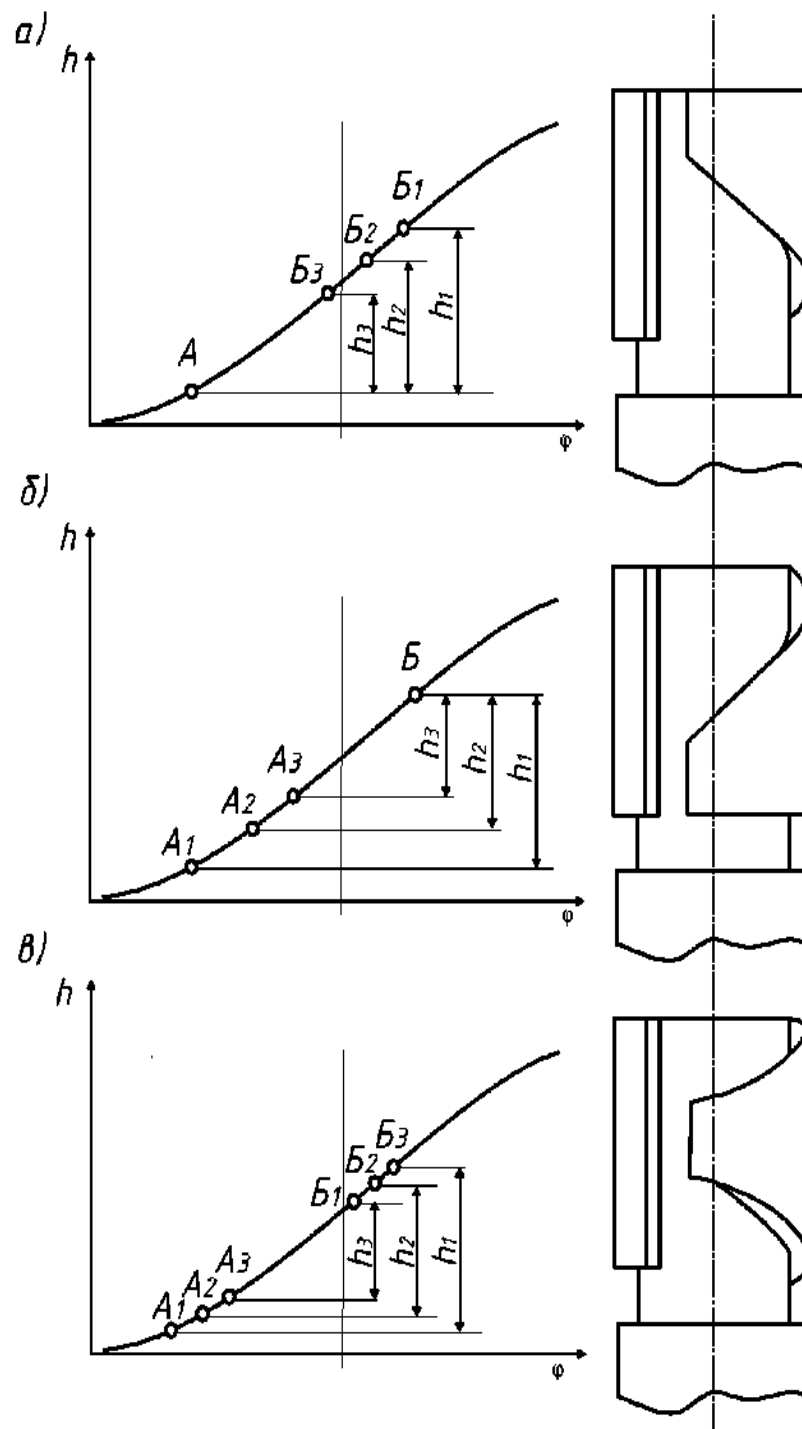


Рисунок 2.7 - Способи регулювання циклової порції й моменту подачі палива в циліндри двигуна : *а* - по кінцю подачі; *б* - по початку подачі; *в* – по початку й кінцю подачі

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 [2-13].

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. 2.7 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 [2-13].

2.3 Особливості робочих процесів систем подачі палива

Найбільше поширення у суднових двигунах отримали золотникові насоси та насоси з клапанним дозуванням [2-13].

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 [2-13].

Вказані параметри забезпечуються профілем кулачка. На рис. 2.8 показані графіки зміни положення плунжера (h), та його швидкості (C_p), як функція кута обертання кулачкового валу двигуна.

На рис. 2.9 розглянуто закономірності зміні тиску у ПНВТ (p_n), форсунці (p_f), та підйом голки клапану форсунки (h) [2-13].

Геометричний початок паливоподачі $\varphi_{\text{ппн}}$ відповідає моменту перекриття впускного клапану ПНВТ або наповнювального отвору у втулці, коли плунжер має максимальну швидкість. Геометричний кінець подачі $\varphi_{\text{кпн}}$

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						44
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

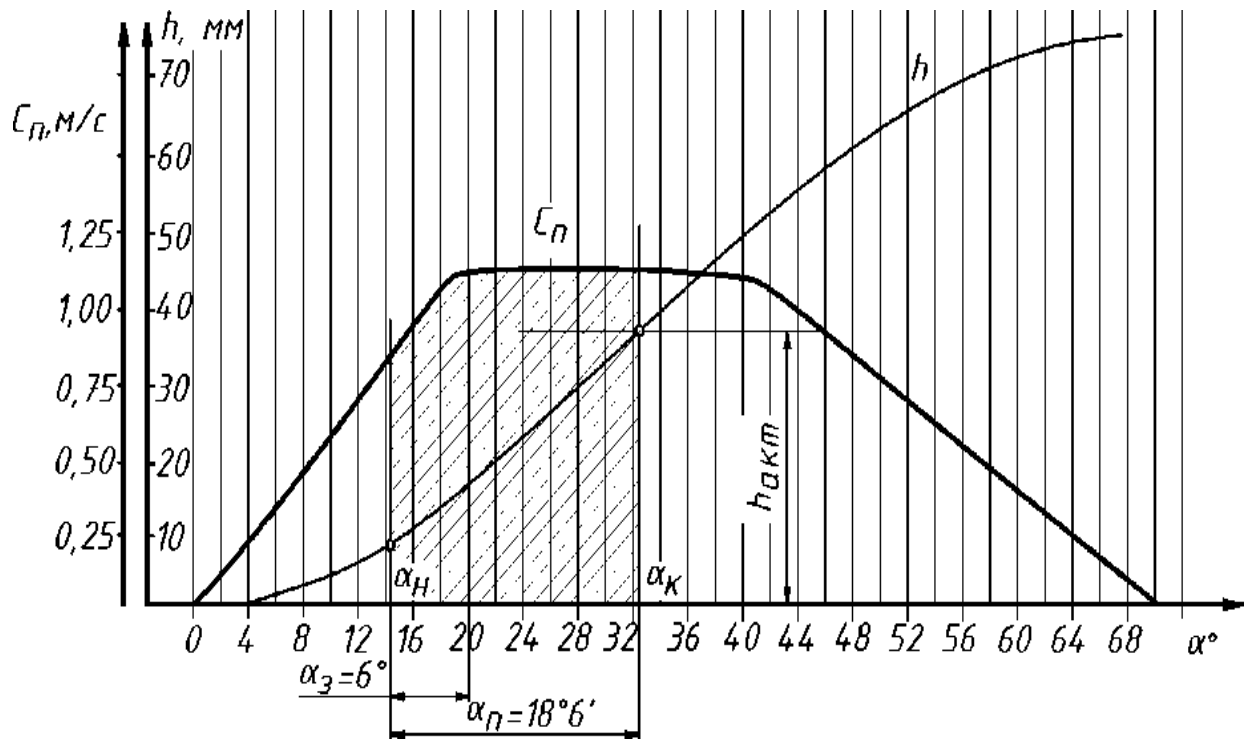


Рисунок 2.8 - Кінематика плунжера суднового двигуна [2-13]

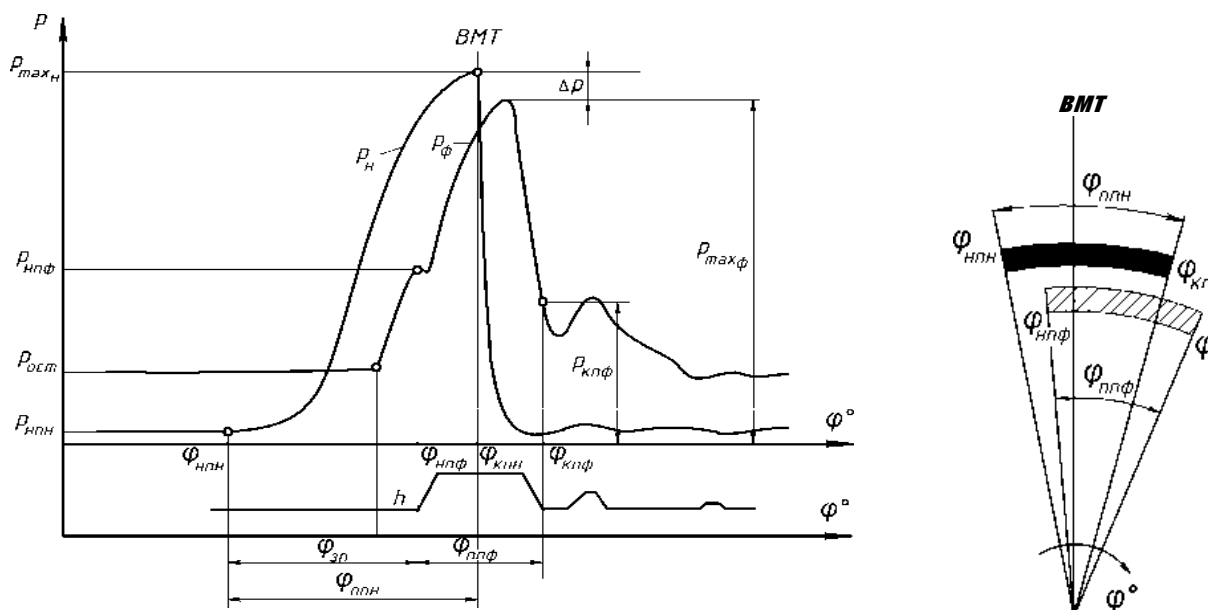


Рисунок 2.9 - Закономірності зміни тиску у ПНВТ (p_n), форсунці (p_f), та підйом голки клапану форсунки (h) [2-13]

відповідає закінченню активного ходу, або відкриванню перепускного клапану ПНВТ. Різниця між цими кутами зветься геометричною тривалістю паливоподачі: $\varphi_{ппн} = \varphi_{нпн} - \varphi_{кпн}$, яка у виконаних конструкціях складає $9...10^\circ$ повороту кулачкового валу ПНВТ [2-13].

Розглянуті моменти початку й кінця подачі палива за насосом є геометричними, дійсні моменти подачі від них відрізняються. Тут позначається вплив декількох факторів [2-13].

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 $\phi_{\text{нпф}}$. Одночасно, пізніше закінчиться процес упорскування внаслідок розширення палива, стиснутого в паливопроводі $\phi_{\text{кпф}}$ [2-13].

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 ($\phi_{\text{кпн}}$), у зв'язку із дроселюванням також зміщується убік запізнювання [2-13].

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 [2-13].

Внаслідок податливості деталей і наявності трубопроводів фактичний початок впорскування зміщується від теоретичного на 3...4°. Таке зміщення $\phi_{\text{зп}}$ зветься кутом затримки початку впорскування [2-13].

Взагалі дійсна тривалість впорскування $\phi_{\text{ппф}}$ 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 ($\phi_{\text{зп}}$). Причому це запізнювання тим більше, чим більше

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						46
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

в'язкість палива й, тим самим, більше втрати тиску в паливопроводі. Ілюстрацією зсуву подачі палива форсункою щодо фаз подачі насосом служить рис. 2.7. Тут видно, що тиск, при якому могла б відкритися голка форсунки $p_{\text{нпф}}$ у насосі досягається значно раніше. Вся фаза подачі форсункою зміщена убік запізнювання [2-13].

З метою скорочення тривалості паливоподачі збільшують об'ємну швидкість палива за рахунок збільшення діаметра плунжера або його швидкості [2-13].

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 [2-13].

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 [2-13].

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

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						47
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

(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 [2-13].

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 (українською погане дробове упорскування), або до повторних короточасних 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 [2-13].

Характер протікання фронту хвилі тиску у початковій фазі визначається геометрією паливного кулака, а у кінцевій - ефективністю розвантаження трубопроводів високого тиску [2-13].

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 [2-13] [2-13].

Зазор між втулкою 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 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 [2-13].

Якість розпилювання палива у сопловій форсунці визначається сумою факторів, у тому числі рухом палива у каналі розпилювача та дією

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						48
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

зовнішнього середовища. Для звичайно застосованих сопел з $l/d_c > 5$ швидкість витікання палива із соплових отворів становить 200...400 м/с [2-13].

З метою забезпечення якісного розпилювання палива його впорскування у циліндр здійснюється з деяким запізненням відносно початку активного ходу плунжера через підтискування запірного 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 [2-13].

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 [2-13].

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 [2-13].

У суднових двигунах застосовуються переважно форсунки закритого типу з гідравлічним управлінням голкою. Одним з недоліків таких форсунок,

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		49

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 [2-13].

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 [2-13].

2.4 Особливості подачі палива судових двигунів з метою підвищення надійності і зниження емісії NO_x в умовах експлуатації

В останні два десятиліття завдання забезпечення охорони навколишнього природного середовища вийшли в число найважливіших, які необхідно вирішити людству. Бездумне використання природних ресурсів, необмежений скидання шкідливих речовин в навколишнє середовище, створюють небезпеку необоротних процесів в біосфері, загрозу самого життя людини [2-13].

Погіршення екології повітряного середовища, що спостерігається в даний час, призводить до необхідності посилення норм на токсичні викиди, перш за все від транспортних засобів, в яких певне місце займають судові енергоустановки і в першу чергу двигуни внутрішнього згорання [2-13].

Відпрацьовані гази в циліндрі дизелів утворюються в основному в результаті хімічних реакцій окислення складових палива киснем повітря і в результаті з'єднання кисню та азоту, що містяться в повітрі зі складовими палива і продуктами згорання, що протікають протягом робочих процесів «згорання - розширення». Токсичними елементами в продуктах згорання

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						50
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

дизельного палива елементарного складу ($C + H + S + O = 1$) є: озон (O_3), сажа (C), оксид вуглецю (CO), оксиди азоту (NO , NO_2), аміак (NH_3), діоксид сірки (SO_2), сірководень (H_2S), сірковуглець (CS_2), метан (CH_4), метил (CH_3), формальдегід (H_2CO) і бензопірен ($C_{20}H_{12}$) [2-13].

Суднові дизелі дають 7% світових викидів NO_x і тому регулярно проводяться дослідження, пов'язані з пошуком ефективних способів зниження шкідливих викидів судових дизелів в експлуатаційних режимах при одночасному забезпеченні невисоких експлуатаційних витрат. Таким чином, зниження викидів оксидів азоту NO_x з відпрацьованими газами судових дизелів є однією з найактуальніших завдань, що стоять перед дослідниками в галузі підвищення екологічної безпеки судових енергетичних установок. Для судових дизелів розроблені різні способи зниження концентрації NO_x у відпрацьованих газах. До них відносяться селективна каталітична і селективна не каталітична очистка (SCR і SNCR - Selective Catalytic Reduction і Selective No Catalytic Reduction), рециркуляція відпрацьованих газів (EGR - Exhaust Gas Recirculation), застосування системи уприскування води (Water Injection System - WIS), застосування подвійного вприскування, вдосконалення паливної апаратури, застосування паливних присадок, оптимізація робочого процесу [2-13].

Метод селективної каталітичної очистки є найефективнішим способом поліпшення екологічних характеристик судових дизелів. Технологія цього методу зрозуміла, однак даний метод ефективно може бути використаний лише для суден, що споруджуються вперше, оскільки переобладнання вже встановлених дизелів на роботу з системою SCR в комплексі з високою собівартістю SCR-реактора робить його недоцільним.

У світовій практиці для скорочення викидів NO_x другий за поширеністю після селективного каталітичного відновлення знаходиться технологія селективного некаталітичного відновлення (SNCR-технологія). Відмінною особливістю зазначеної технології є здатність до виборчого взаємодії з NO_x і висока ефективність очищення газів (близько 80...90%) [2-13].

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		51

Рециркуляція відпрацьованих газів (EGR - процес) заснована на перепусканні відпрацьованих газів перед турбокомпресором з випускного ресивера в систему продувочного повітря [2-13].

Електричний високонапірний нагнітач прокачує відпрацьовані гази через водяний скруббер (газоочисникам) в високонапірний ресивер продувочного повітря. Скруббер охолоджує гази, одночасно видаляючи SO_x і тверді частинки за рахунок їх промивання, перш ніж повторно направити їх в камеру згоряння. Кінцевий результат по зниженню викидів NO_x досягається завдяки заміщенню частини кисню вуглекислим газом (CO_2), в результаті чого через уповільнення процесу згоряння знижується максимальний пік температури [2-13].

При переобладнанні дизелів, що знаходяться в експлуатації, на використання даного способу зниження емісії NO_x , доводиться вирішувати не тільки конструктивні завдання, а й переробляти характеристики газотурбокомпресора (з огляду на зміни вагових характеристик газів, що йдуть до газової турбіни, і суміші воздухрециркуляційний газ, що надходить в циліндр) [2-13].

Велика кількість досліджень, спрямованих на зниження емісії NO_x , так чи інакше, пов'язане з використанням в робочому процесі прісної води. При цьому вода може подаватися в продувний ресивер, впорскуватися безпосередньо в циліндр дизеля, або подаватися паливним насосом високого тиску спільно з паливом у вигляді водопаливної емульсії (ВТЕ) [2-13].

Зволоження повітря шляхом уприскування води в повітряний (продувний) ресивер дозволяє істотно знизити вміст NO_x у відпрацьованих газах. При уприскуванні води в повітряний ресивер утворюється добре підігріта гомогенна суміш. Так як маса парів води мала в порівнянні з масою повітря, то вона не може істотно зменшити температуру в момент упорскування палива, і період затримки запалення залишається постійним.

При роботі двигуна на ВТЕ (оптимальна кількість води в емульсії для різних типів дизелів 15...40%) викиди оксидів азоту скорочуються на

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		52

20...30%. Однак в цьому випадку збільшується затримка займання палива, що призводить до необхідності збільшувати кут випередження впорскування.

З методів зниження емісії NO_x , заснованих на застосуванні води, для експлуатованих дизелів найбільш прийнятним є впорскування води в повітряний ресивер, внаслідок відносно невеликих капіталовкладень і досить прийнятних результатів [2-13].

До поліпшення екологічних характеристик дизелів призводять також деякі конструктивні зміни елементів паливної апаратури, а також регулювання параметрів робочого процесу [2-13].

Значний вплив на викиди NO_x надає кут затримки впорскування палива. За даними фірми ман- «Бурмейстер і Вайн» уприскування палива при 8° п.к.в. після ВМТ призводить до зниження викидів приблизно на 25...30% при різних навантаженнях. Але при цьому підвищується питома витрата палива - на 8...10% і збільшується димність на 2...5%.

Таким чином, цей метод зниження викидів може використовуватися, якщо двигун має запас по економічності, тобто якщо він перекривається допуском на величину питомої витрати палива [2-13].

Відчутний ефект щодо зниження шкідливих викидів для дизелів, що знаходяться в експлуатації, дають зміни конструкції паливної апаратури. Так, фірма B&W Diesel пропонує замінити існуючі розпилювачі форсунок на розпилювачі, що дають низький вміст NO_x (low NO_x). Розпилювачі мають таку конструкцію, яка забезпечує низький питома витрата палива з рівномірною і низькою температурою і напруженістю деталей камери згоряння. Сопловий наконечник low NO_x відрізняється від стандартного кількістю, діаметром і розташуванням соплових отворів. Наприклад, двигун S50MC зі стандартним розпилювачем мав 4 отвори, діаметром 1,15 мм, а розпилювач low NO_x – 6 отворів, діаметром 0,95 мм і змінені кути їх розташування. Вибір кількості, прохідних перетинів отворів і кутів здійснювалось спочатку розрахунковим методом по програмі оптимізації, а потім проводилася експериментальна перевірка на двигуні [2-13]

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		53

Ще одним з прийнятних способів зниження емісії NO_x є якісне поліпшення процесу стиснення [2-13].

Якщо вважати, що випускні органи газообміну закриваються одночасно з продувними, то може бути збільшена підвищенням геометричній ступеня стиснення. Показник політропи стиснення p_1 може бути підвищений за рахунок інтенсифікації процесу охолодження елементів циліндро-поршневої групи. Даний спосіб є одним з оптимальних для дизелів, що знаходяться в експлуатації, оскільки не вимагає додаткового дообладнання двигуна, а, з огляду на періодичні моточісткі, може використовуватися як в варіанті зміни геометричної ступеня стиснення, так і варіанті зміни режиму охолодження.

Величезні витрати енергії промисловістю і транспортом вимагають великої кількості енергетичної сировини, запаси якої не безмежні. Тому проблема надійності і забезпечення зниження токсичності відпрацьованих газів судових дизелів повинна вирішуватися не однобічно, а обов'язково з економічним аспектом, тобто в першу чергу повинні отримати поширення способи і пристрої, які знижують паливну економічність двигуна [2-13].

2.5 Особливості використання акумуляторних систем паливоподачі

В основу роботи акумуляторних систем покладений принцип електронного управління режимом подачі палива, що забезпечує найбільш повну оптимізацію протікання робочого процесу дизеля в усьому діапазоні навантажувально-швидкісних режимів. У літературі подібні системи отримали назву Common Rail. Широке впровадження на судових дизелях систем Common Rail обумовлюється необхідністю підвищення їх паливної економічності і виконання постійно посилюються норм на токсичність відпрацьованих газів. Досвід останніх десятиліть показав, що значного прогресу в поліпшенні ефективних і екологічних показників можна домогтися шляхом вдосконалення процесу подачі палива [2-13].

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		54

Основними критеріями досконалості процесу упорскування палива є показники економічності, потужності, шумності, токсичності відпрацьованих газів, а також дотримання обмежень по тиску в циліндрі, жорсткості згоряння, тепловим навантаженням, температурі газів перед турбіною. На сьогодні акумуляторні системи упорскування з електронним керуванням дозволяють найбільш повно задовольнити зрілі вимоги щодо вдосконалення робочих процесів в суднових дизелях на всіх режимах їх роботи [2-13].

З рис. 2.10 видно, що у традиційних ПНВТ тиск упорскування знижується пропорційно зменшенню частоти обертання паливного кулачка і значно знижується при зменшенні циклової подачі палива [2-13].

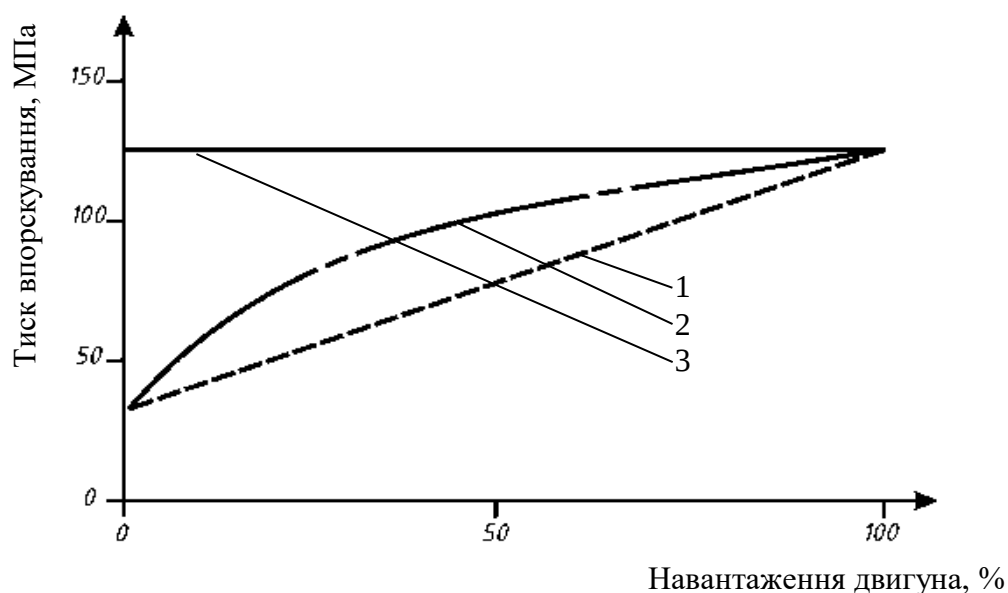


Рисунок 2.10 - Залежність тиску впорскування палива від навантаження двигуна для різних систем подачі палива: 1 - система прямої дії при роботі за гвинтовою характеристикою (в залежності від частоти обертання); 2 - система прямої дії при роботі за навантажувальною характеристикою (в залежності від величини циклової подачі); 3 - акумуляторна системи упорскування [2-13].

В акумуляторних системах тиск упорскування може підтримуватися постійним незалежно від перерахованих факторів. Більш того, регулювання тиску упорскування і фаз подачі палива здійснюється незалежно один від

одного. Впорскування палива починається при максимальному тиску, що сприяє якісному розпилюванню перших порцій палива, що надходять в камеру згоряння, і більш швидкому протіканню передполум'яних процесів.

Використання електронного управління спільно з акумуляторною системою впорскування дає ще цілий ряд істотних переваг перед традиційними системами подачі палива [2-13]:

- забезпечення гнучкого регулювання закону подачі і кількості впорскуваного палива відповідно до заданого навантажувально-швидкісного режиму роботи дизеля;
- забезпечення необхідної нерівномірності подачі палива по циліндрам, в тому числі з урахуванням індивідуальних характеристик окремих елементів системи подачі палива, їх технічного стану і стану елементів самого двигуна;
- відключення циліндрів на режимах часткових навантажень;
- поєднання функції управління з функцією діагностування двигуна через систему контрольних датчиків, забезпечення аварійного захисту двигуна.

З усього різноманіття схемних рішень акумуляторних систем уприскування на суднових дизелях найбільшого поширення набули системи з акумуляторами тиску, виконаними у вигляді окремих елементів великої і малої місткості [2-13].

Акумуляторна система подачі палива фірми Caterpillar встановлюється на середньообертових двигунах МаК. За основу системи були взяті технічні рішення, які фірма відпрацювала раніше на своїх високообертових двигунах. При проектуванні системи переслідувалася мета, зберігши всі переваги акумуляторних систем, максимально спростити її конструкцію, звівши до мінімуму кількість з'єднань елементів, що працюють під високим тиском. Загальний вигляд акумуляторної системи подачі палива двигунів МаК показаний на рис. 2.11 [2-13].

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						56
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

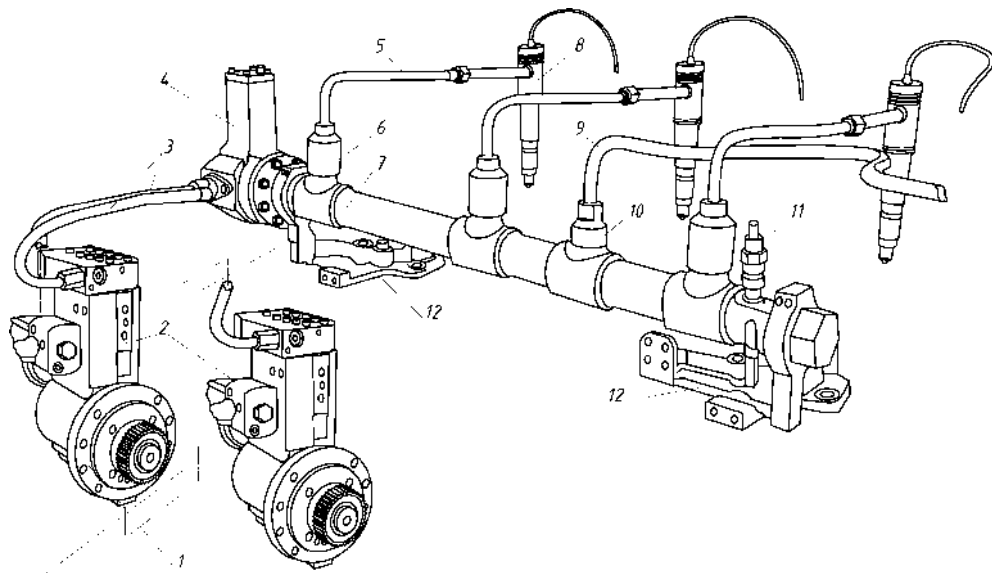


Рисунок 2.11 - Загальний вигляд акумуляторної системи живлення двигунів MaK: 1 - паливні насоси високого тиску; 2 - електромагнітні клапани управління подачею; 3 - трубопровід подачі палива від насосів до акумулятора; 4 - регулятор-обмежувач тиску; 5 - трубопровід підведення палива до форсунок; 6 – накидна гайка кріплення трубопроводу; 7 - акумулятор; 8 - електрокерована форсунка; 9 - з'єднувальний трубопровід між секціями батареї; 10 - кріплення сполучного трубопроводу; 11 - датчик тиску; 12 - кронштейн кріплення [2-13]

При проектуванні система була адаптована до роботи як на дисциплінарних, так і на важких залишкових паливах.

Відмінною особливістю системи акумуляторного упорскування палива фірми Caterpillar від інших систем є те, що виробники відмовилися від використання в якості насосів високого тиску модернізованих насосних секцій, які використовуються в традиційних системах упорскування. Для подачі палива під високим тиском застосовані окремі двухплунжерні насоси, які встановлюються на спеціальній коробці приводів і приводяться від шестерень приводу розподільного вала. Щоб забезпечити необхідну продуктивність, кожен насос має по дві чотирикулачні шайби. Крім того, частота обертання насоса вище, ніж в традиційних конструкціях з приводом

від розподільного вала. В результаті цього один насос в змозі забезпечити необхідну подачу палива в акумулятор на всіх режимах роботи двигуна, однак для більшої надійності на двигуні встановлюється два однотипних насоса. Привід насосів здійснюється через зубчасту передачу, обладнану запобіжною фрикційною муфтою, яка в разі заклинювання руйнується, забезпечивши відключення пошкодженого насоса [2-13].

Насоси високого тиску, що використовуються фірмою Caterpillar, мають систему клапанного регулювання продуктивності з електромагнітним приводом клапанів. Управління подачею насосів здійснюється електронним блоком управління двигуном. Схема насоса показана на рис 2.12, а порядок його роботи - на рис. 2.13 [2-13].

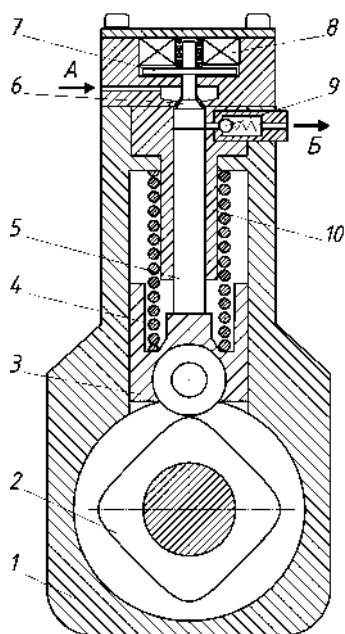


Рисунок 2.12 – Схема насоса з електромагнітним керуванням подачею:
1 - корпус насоса; 2 - кулачок приводу; 3 - роликівий штовхач; 4 - поворотна пружина; 5 - плунжер; 6 – клапан керування подачею; 7 - якір соленоїда; 8 - соленоїд; 9 - нагнітальний клапан; 10 - втулка плунжера; А - підведення палива; Б - подача палива в акумулятор

При відсутності сигналу з блоку управління керуючий клапан знаходиться у відкритому стані під дією поворотної пружини. При русі плунжера вгору паливо з надплунжерний порожнини перетікає назад в

наповнювальну магістраль через відкритий клапан - здійснюється холостий хід плунжера. Процес активного нагнітання починається, коли на соленоїд подається керуючий сигнал, клапан закривається і утримується в цьому положенні силами, що виникають від тиску палива. Через нагнітальний клапан паливо, що залишилося в надплунжерній порожнині, надходить в акумулятор [2-13].

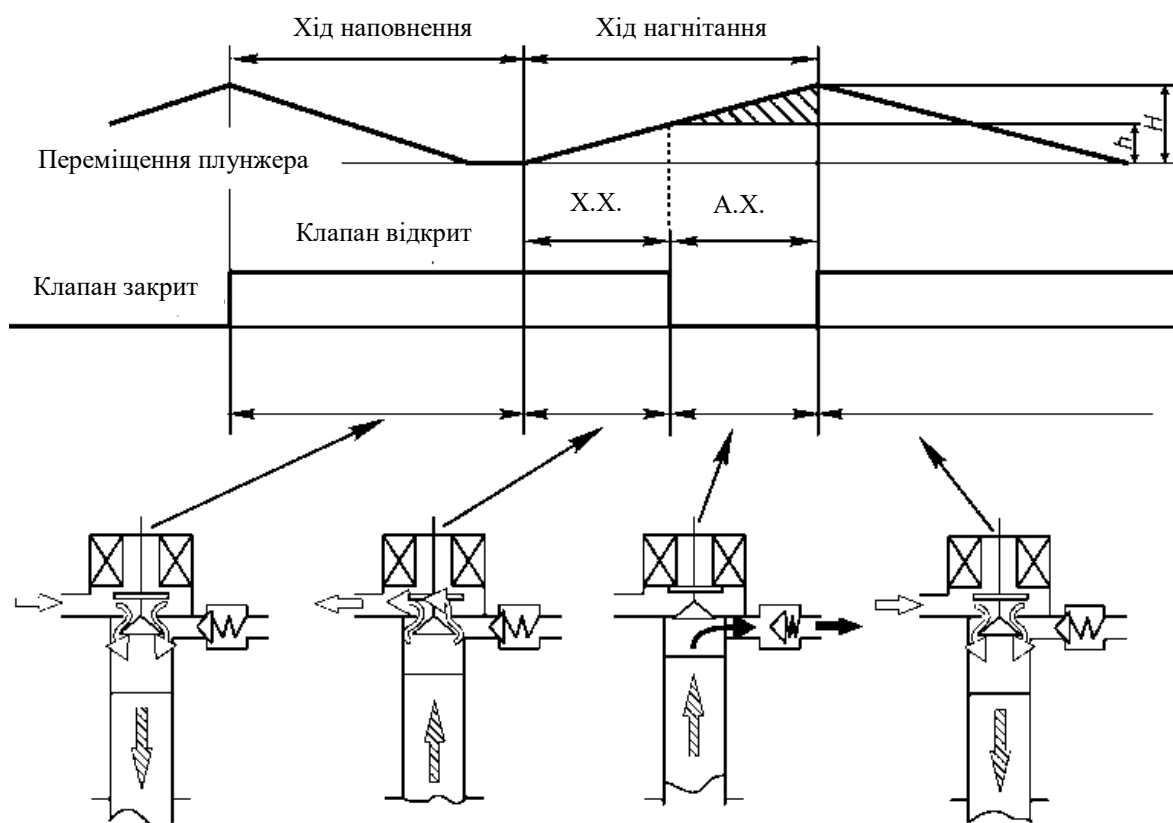


Рисунок 2.13 - Порядок роботи рядного плунжерного насоса з клапанним регулюванням продуктивності подачі: Х.Х. – холостий хід; А.Х. – активний хід

Істотною перевагою такого регулювання є більш точне управління подачею насосів, в результаті чого зменшуються витрати на їх механічний привід. Крім того, скорочуються витрати на електричний привід клапанів, так як для їх закриття необхідний короткий імпульс струму, далі утримання клапана в закритому стані здійснюється автоматично тиском в надплунжерній порожнині [2-13].

Акумулятори тиску, що використовуються фірмою, представляють товстостінну трубу, поміщену в захисний кожух. Простір між акумулятором і захисним кожухом використовується для збору протікання із з'єднань. Для запобігання виникнення в акумуляторі значних за амплітудою хвиль тиску, він виконаний у вигляді окремих секцій, що з'єднуються між собою двостінними трубопроводами високого тиску. Одна секція акумулятора забезпечує паливом три або чотири циліндри двигуна, в залежності від їх загального числа [2-13].

Для захисту внутрішньої труби акумулятора від напружень, які викликаються наявністю радіальних отворів, застосовані спеціальні бандажі, в які вкручені штуцери паливопроводів. Бандажі сприймають радіальні зусилля, а самі отвори при такій конструкції мають мінімально необхідний діаметр, що забезпечує задану пропускну здатність (рис. 2.14) [2-13].

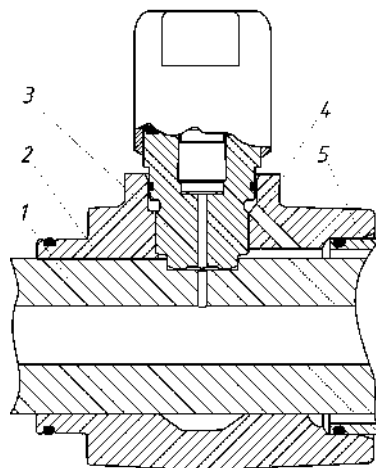


Рисунок 2.14 - Фрагмент акумулятора тиску з зовнішнім бандажем для кріплення трубопроводів високого тиску: 1 - корпус акумулятора; 2 - бандаж; 3 - штуцер; 4 - дренажний канал збору протікання; 5 - зовнішній кожух акумулятора

Форсунки. Для впорскування палива використовується електрокерована форсунка з електромагнітним приводом. Для спрощення конструкції фірма відмовилася від приводу головного золотника за допомогою керуючого масла, використавши для цих цілей безпосередньо паливо, що підводиться до форсунки [2-13]

Щоб захистити електромагнітні клапани від дії високих температур, була використана масляна система охолодження форсунок, яка, втім, традиційна для двигунів МаК. У двигунів, оснащених системою Common Rail, масляне охолодження форсунок більш розвинене і поширюється не тільки на кінчик розпилювача, а й на електричну частину [2-13].

2.6 Обґрунтування режимів експлуатації суднового двигуна

В практиці експлуатації СЕУ і відповідно судна «AIDAperla» передбачена робота судна при здійсненні перевезень пасажирів від всіх 3-х (4-х) двигунів дизель-генераторів саме на дизельному (важкому) паливі. Для забезпечення можливості використання судна в умовах існуючих обмежень в частині зниження шкідливих викидів виникає потреба в поліпшенні ефективних і екологічних показників суднових дизелів. Це можна домогтися шляхом вдосконалення процесу подачі палива. Вважаємо, що найкращим варіантом для реалізації цього напрямку може бути здійснення в двигунах МАК 12М43С електронного управління режимом подачі палива. Саме при застосуванні акумуляторних систем подачі палива, на основі реалізації електронного управління, забезпечується найбільш повну оптимізація протікання робочого процесу дизеля в усьому діапазоні навантажувально-швидкісних режимів в умовах експлуатації [2-13].

Висновки: Дослідження показують, що для забезпечення можливості використання судна з головними дизелями на основі паливних насосів із золотниковим регулюванням в умовах існуючих обмежень в частині зниження шкідливих викидів виникає потреба в поліпшенні ефективних і екологічних показників суднових дизелів. Для цього бажано на головних дизелях судна застосувати акумуляторну систему подачі палива. Саме цим забезпечується найбільш повна оптимізація протікання робочого процесу дизеля в усьому діапазоні навантажувально-швидкісних режимів в умовах експлуатації.

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		61

РОЗДІЛ 3

ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ МОДЕРНІЗАЦІЇ СИСТЕМИ ПОДАЧІ ПАЛИВА СУДНОВОГО ДВИГУНА

3.1 Особливості застосування акумуляторних систем подачі палива

З метою забезпечення можливості використання судна з головними дизелями, які працюють на дизельному і важкому паливі, в умовах існуючих обмежень в частині зниження шкідливих викидів вирішили встановити замість базової системи подачі палива акумуляторну систему впорскування палива. Саме цим може бути забезпечена найбільш повна оптимізація протікання робочого процесу дизеля в усьому діапазоні навантажувально-швидкісних режимів в умовах експлуатації. З метою обґрунтування встановлення акумуляторної системи виконуємо тепловий розрахунок двигуна з встановленими елементами акумуляторної системи впорскування.

3.2 Тепловий розрахунок головного суднового двигуна 12М43С фірми Caterpillar-МАК при роботі на дизельному паливі

Для розрахунку основних параметрів робочого процесу скористаємося методом Гринівецького-Мазінґа [7].

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) [7].

Скористаємося даною моделлю, реалізованої у вигляді програми розрахунку з використанням персонального комп'ютера.

Вхідні данні для розрахунку наведено у табл. 3.1 [7].

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		62

Таблиця 3.1 – Основні геометричні параметри двигуна

Параметр	Значення
Діаметр циліндра двигуна, мм	430
Хід поршня, мм	610
Число циліндрів, шт.	12
Частота обертання, хв ⁻¹	500
Геометричний ступінь стиску	16,2
Ефективна потужність, кВт (дизель)	12000

3.2.1 Вихідні дані для теплового розрахунку

Тепловий розрахунок головного двигуна проводимо з метою розрахунку робочих параметрів двигуна для обґрунтування проведення удосконалення. Це надасть можливості виявити вплив показників робочого процесу на основні параметри роботи суднового дизеля [7].

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 [7].

Число й розташування циліндрів. При збереженні постійної потужності дизеля, зі збільшенням числа циліндрів їх діаметр зменшується та поліпшується врівноваженість і рівномірність ходу двигуна [7].

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 [7].

Найбільше поширення для суднових дизелів рядне розташування циліндрів у вертикальній положенні. Таке розташування зручне при обслуговуванні двигуна, а також спрощує конструкцію блока-картера. У розрахунках збережемо характерне для прототипу число циліндрів $i = 12$.

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 $((dp/d\phi)_{\max})$ [7].

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

Зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала суднових двигунів зростають інерційні навантаження, збільшуються розміри й маса деталей кривошипно-шатунного механізму, втрати на тертя, знижуються надійність і довговічність двигуна [7].

У подальших розрахунках приймемо частоту обертання виходячи з особливостей завдання, тобто 500 хв^{-1} [7].

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 суднових дизелів форма камери згоряння залежить від обраного типу сумішоутворення. При об'ємно-плівковим сумішоутворенні, характерному для прототипу, забезпечується досить висока економічність при

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						64
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

значному зменшенні навантажень на деталі КШМ, застосовуються напіврозділені форми камери згоряння, розташовані в головці поршня. Для розрахунку робочого процесу визначимо основні геометричні параметри дизеля які наведено у табл. 3.1 і 3.2 [7].

3.2.2 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 згоряння дизеля. Для розрахунку властивостей горючої суміші визначимо склад її основних складових.

Вид і марка застосовуваного палива. Основні конструктивні відмінності паливної апаратури суднових дизелів пов'язані з пристосованням їх для роботи на в'язких IFO, TFO (Intermediate Fuel Oil, Thin Fueloil) і високов'язких сортах палив HFO, RFO (Heavy Fuel Oil, Residual Fuel Oil). Такі палива для зниження їх в'язкості до 10...14 сСт підігрівають до 100...140°C [7].

Більшість морських (дизельних) палив являє собою суміш залишкового палива й дистилятних 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. На сьогодні більша частина високообертових суднових дизелів застосовують легкі палива, такі як морський газойль MGO (Marine Gas Oil) і морське дизельне паливо MDO (Marine Diesel Oil). Вони не мають потреби в підігріві, тому що при температурі характерній для машино-котельного відділення судна вони мають в'язкість 3...12 сСт [7].

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 [7].

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						65
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Таблиця 3.2 – Основні характеристики палива що використовується

Параметр	Масова частка
Елементарний склад (по масі) палива:	дизельне паливо
<i>C</i> – вуглець	0,87
<i>H</i> – водень	0,121
<i>O</i> – кисень	0,004
<i>S</i> – сірка	0,005
Середня молекулярна маса, кг/моль	230
Нижча теплота згоряння, кДж/кг (МДж)	42500 (42,5)

Теоретично необхідна кількість атмосферного повітря для повного згоряння 1 кг палива визначається за формулами [7]:

- для дизельного палива:

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

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

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

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

Коефіцієнт надлишку повітря (α). Для кращого згоряння палива, кількість повітря що поступає у камеру згоряння, значно перевищує стехіометричне відношення. Для сучасних дизелів з наддуванням та охолодженням повітря коефіцієнт надлишку повітря на номінальному режимі лежить у межах $\alpha = 2,25 \dots 4,0$, для розрахунків приймемо значення характерне для прототипу $\alpha = 2,48$ (дизельне паливо) і $\alpha = 2,8$ (газове паливо) [7].

Кількість свіжого заряду, (M_1), для дизеля визначається за формулою:

- для дизельного палива [7]:

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

Кількість продуктів згорання (M_2),

Для повного згорання ($a > 1$)

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

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

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

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

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

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

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

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

3.2.3 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 [7].

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

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						67
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

параметри навколишнього середовища приймають рівними до параметрів повітря на виході з компресора, а при наявності проміжного охолодження повітря - тиску й температурі повітря за охолоджувачем [7].

Відповідно до прототипу, у двигуні, застосовується наддування й проміжне охолодження повітря. Прийmemo величину наддування згідно із прототипом [7]:

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

Показник політропи стиску в компресорі (n_k), що залежить від його типу й ступеня досконалості процесу, що протікає в ньому, $n_k = 1,4 \dots 2$. Прийmemo значення показника політропи характерне для більшості сучасних турбокомпресорів $n_k = 1,4$ [7].

Температура повітря у двигуна з наддуванням на виході з компресора залежить від ступеня підвищення тиску [7]:

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

Ступінь охолодження повітря в повітроохолоджувачі (σ_{ox}). Для водоповітряних охолоджувачів, $\sigma_{ox} = 0,7 \dots 0,90$, прийmemo $\sigma_{ox} = 0,8765$

У двигуні з охолоджувачем після компресора температура у впускному ресивері [7]:

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

де T'_a - середня температура охолоджувальної води у повітроохолоджувачі,

(при використанні для охолодження заборотної води $T'_a = T_0 = 288 \text{ К}$);

T'_k - температура повітря перед охолоджувачем, що приймається рівній

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						68
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

температурі на виході з компресора.

Тиск залишкових газів (p_r), МПа, Тиск залишкових газів у циліндрі двигуна p_r залежить від числа, розмірів і розташування клапанів, опору впускного й випускного трубопроводів, фаз газорозподілу, ступені наддування, швидкохідності двигуна й інших факторів. Для двигунів з високим наддуванням приймають: $p_r = (0,75...0,98)p_k$. Враховуючи це приймаємо [7]:

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

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 [7].

Прийmemo $T_r = 610,0 \text{ К}$

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 $\Delta T = 7 \text{ К}$ [7]

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 [7]:

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_g \cdot T_k} = \frac{0,360 \cdot 10^6}{287 \cdot 303,3} = 4,136 \text{ кг/м}^3,$$

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

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						69
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Коефіцієнт опору ($c = \beta^2 + \zeta_{\text{вп}}$) враховуючий падіння швидкості свіжого заряду після входу його в циліндр і гідравлічні опори впускної системи двигуна, змінюється в межах 2,5...4,0. β - коефіцієнт загасання швидкості руху заряду, $\zeta_{\text{вп}}$ - коефіцієнт опору впускної системи в найбільш вузькому її перетині. Основний вплив на величину c виявляє частота обертання колінчатого вала. При збільшенні n коефіцієнт збільшується. Для розрахунку, враховуючи особливості конструкції базового двигуна, прийmemo $c = 2,5$ [7].

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 $\omega_{\text{вп}} = 20$ м/с [7]

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 [7]:

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

Тоді

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

Коефіцієнт залишкових газів (γ_{Γ}). 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 [7]:

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						70
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

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

Отриманий коефіцієнт залишкових газів характерний для базового двигуна: дизеля даного типу ($\gamma_r = 0,025 \dots 0,06$) [7].

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 .

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

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 [7]:

$$\eta_v = M_d / M_0,$$

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 [7]:

$$h_v = \frac{T_k}{(T_k + \Delta T)(\epsilon_0 - 1)} \left(\frac{\epsilon_0 p_a}{p_k} - \frac{p_r}{p_k} \right) =$$

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						71
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

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

3.2.4 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 [7].

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 [7]:

- 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: $n_1 = 1,354$.

Тиск наприкінці процесу стиску (p_c) [7]:

$$p_c = p_a \cdot \epsilon_0^{n_1} = 0,357 \cdot 16,20^{1,354} = 15,490 \text{ МПа.}$$

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		72

Для розглянутого у проекті класу сучасних МОД з високим наддуванням $p_c = 12 \dots 17$ МПа. Отримане значення відповідає даному діапазону.

Температура наприкінці процесу стиску, (T_c) [7]:

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

Для розглянутому в проекті класу дизелів, здатних працювати на важких паливах, $T_c = 770,0 \dots 940,0$ К, отримане значення відповідає даному діапазону.

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

Для обчислення молярної теплоємності знайдемо відносну температуру заряду до кінця стиску [7]:

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

Для спрощення розрахунків, середню молярну теплоємність горючої суміші приймають рівною теплоємності повітря. Для обчислення c'_v використовується емпірична залежність [7]:

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

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

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

3.2.5 Процес згоряння

Рівняння згоряння для дизелів має вигляд [7]:

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

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		73

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

Коефіцієнт молекулярної зміни свіжої суміші (μ):

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

Для дизелів $\mu = 1,03...1,06$. Отримане значення відповідає даному діапазону [7].

Коефіцієнт ефективного тепловикористання (ξ_z) являє собою параметр який ураховує втрати теплоти в процесі згорання. Величина змінюється на номінальному режимі для дизелів у наступних межах $\xi_z = 0,7...0,85$. При виборі даних для розрахунків варто враховувати зв'язок зазначених величин з режимом роботи двигуна. При підвищенні частоти обертання колінчатого вала дизеля значення ξ_z зростає з поліпшенням сумішоутворення й згорання палива [7].

Для двигунів ξ_z підвищується при збільшенні n до тих параметрів, поки зростання втрат теплоти за рахунок збільшення фази догорання палива не перевищить зменшення теплообміну за рахунок скорочення часу контакту гарячих газів зі стінками циліндра. Для розрахунку дизелю приймемо: $\xi_z = 0,950$. Для розрахунку газу приймемо: $\xi_z = 0,900$.

Середня мольної теплоємності продуктів згорання c_v'' в діапазоні температур $t_g = 1000...2800$ °С можна приблизно оцінити за допомогою апроксимуючих рівнянь для продуктів згорання дизельного двигуна [7]

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

Підставивши у рівняння згорання для дизелів відповідні значення параметрів, а замість c_v'' його рівняння отримаємо [7]:

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						74
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

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

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

Рівняння згоряння після підстановки вищенаведених величин перетворюється у квадратне, відносно t_z вигляду [7]:

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

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

Вирішуючи квадратне рівняння, знаходимо температуру t_z в точці z:

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

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

Тому що $t_z = T_z - 273,15$,

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

Максимальна температура згоряння для дизельних двигунів – $T_z = 1700 \dots 1900 \text{ K}$. Отримане значення відповідає даному діапазону [7].

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

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		75

залежить головним чином від типу сумішоутворення й форми камери згоряння й змінюється в дизелях з безпосереднім упорскуванням й об'ємним сумішоутворенням – 1,1...1,4 [7].

При виборі λ варто пам'ятати, що при збільшенні ступеня підвищення тиску збільшується жорсткість роботи двигуна, ростуть навантаження деталей кривошипно-шатунного механізму, збільшуються втрати на тертя, зростає зношування двигуна. Для розрахунку задамо ступінь підвищення тиску характерну для прототипу: $\lambda_{\text{дизеля}} = 1,35$ [7].

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

Для дизельних двигунів p_z обмежується виходячи з міцності матеріалів елементів КШМ й у зв'язку зі зростанням механічних втрат у двигуні. Максимально припустимим прийнято вважати значення $p_z = 23$ МПа.

Розрахункове значення нижче максимально допустимого.

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

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

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

3.2.6 Процес розширення

Показник політропи розширення (n_2). Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним (усередненим) показником n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,28$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		76

палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується.

Виходячи з вищесказаного прийmemo: $n_2 = 1,270$ [7].

Тиск наприкінці розширення (p_b), МПа [7].

Для дизельного двигуна, щоб знайти тиск p_b спочатку необхідно визначити ступінь наступного розширення δ . Її знаходять із формули [7]:

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

Тоді

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

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

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

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

Для дизелів $T_e = 900 \dots 1000$ К

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

3.2.7 Процес випуску

При розрахунку процесу впуску були орієнтовно прийняті значення тиску p_r і температури T_r газів наприкінці випуску. Точність вибору цих величин можна перевірити, обчисливши температуру залишкових газів за допомогою формули [7]:

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						77
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

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

Вихначемо похибку прийнятого допущення:

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

Drfpfyfпохибка може бути прийнята при попередньому розрахунку циклу двигуна [7].

3.2.8 Індикаторні показники циклу

Середній індикаторний тиск (p_i), МПа,

Для дизелів:

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

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

Дійсний середній індикаторний тиск циклу трохи менше теоретичного внаслідок відмінності дійсної індикаторної діаграми від теоретичної. Зазначена відмінність ураховується коефіцієнтом повноти індикаторної діаграми ϕ . З урахуванням прийнятого коефіцієнта ϕ дійсний середній індикаторний тиск циклу дорівнює [7]:

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		78

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

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

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

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

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

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

де H_u підставляємо в МДж/кг.

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

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

Питома індикаторна витрата рідкого палива (g_i), г/(кВт·год.) [7]:

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

де H_u підставляємо в МДж/кг.

Межі зміни питомої витрати палива g_i на номінальному режимі для середньообертових дизелів $g_i = 150 \dots 160$ г/(кВт·год.).

Отримане значення відповідає даному діапазону [7].

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						79
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

3.2.9 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 :

$$p_e = p_i - p_m.$$

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 [7]:

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

де $V_{n.ср.}$ – середня швидкість поршня, м/с;
 A_p, B_p – коефіцієнти.

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

Знайдемо *тиск механічних втрат* :

Середню швидкість поршня $V_{п.ср.}$ прийmemo – 10,20 м/с

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

Визначимо *середній ефективний тиск p_e* :

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

Механічний ККД (η_m). Механічний ККД двигуна визначається як відношення середнього ефективного тиску до середнього індикаторного [7]:

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						80
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

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

Ефективний ККД (η_e) [7]:

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

Питома витрата рідкого палива (g_e), г/(кВт·год.) [7]:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{157,834}{0,912} = 172,99 \text{ г / (кВт} \times \text{год.)}.$$

3.2.10 Уточнення вихідних параметрів дизеля за результатами розрахунку робочого процесу

Уточнюємо основні параметри і показники двигуна при встановленні акумуляторної системи впорскування палива [7]:

- робочий об'єм двигуна:

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

- повний об'єм двигуна:

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

- ефективна потужність одного циліндра [7]:

$$N_{e_ц} = \frac{p_e V_{лц} n}{30 \tau} = \frac{2,368 \times 1064,16 \times 500}{30 \times 4} = 10499,712 \text{ Вт}$$

- повну потужність при 40% N_e :

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						81
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

$$N_e = N_{e_{\text{н}}} i = 10499.7 \times 12 = 125996,5 \text{ кВт}$$

- обертовий момент [7]:

$$M_e = \frac{3 \times 10^4 \times N_e}{\pi n} = \frac{3 \times 10^4 \times 125996,54}{3,142 \times 500} = 2406044,7 \text{ Н} \times \text{м}$$

- годинна витрата палива:

$$G_T = N_e \times g_e \times 10^{-3} = 125996,5 \times 172,99 \times 10^{-3} = 2179,62 \text{ кг / год}$$

- середня швидкість поршня, м/с:

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

Перевіримо похибку в частині прийнятого раніше допущення середньої швидкості поршня [7]:

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

Дана похибка повністю допустима в частині попередніх розрахунків.

3.2.11 Побудова індикаторної діаграми

Для наочного уявлення про протікання робочого циклу в циліндрі двигуна, що розраховується, побудуємо індикаторну діаграму. Для цього

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						82
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

скористаємося аналітичним методом. Обчислення й побудова ключових і проміжних точок циклу будемо робити в комп'ютерному форматі Excel [7].

Діаграму розрахункового циклу дизельного двигуна будують у такий спосіб. Залежно від необхідних розмірів діаграми приймають масштаб тисків m мм/МПа, і вибирають довжину відрізка, що відповідає робочому об'єму циліндра V_s . Об'єми циліндра в характерних точках індикаторної діаграми або відрізки діаграми, що відповідають цим об'ємам, обчислюють залежно від робочого об'єму циліндра V_s з наступних співвідношень [7]:

– об'єм камери стиску:

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

– об'єм циліндра на початку стиску:

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

Після чого розрахункові значення наносмо на вісь абсцис [7].

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 [7]:

– на лінії стиску:

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

– на лінії розширення:

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		83

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

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 [7].

Таблиця 3.3 – Дані для побудови індикаторної діаграми (дизель)

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

Продовження таблиці 3.3

1	2	3	4	5
26.	2,56	42,14	1,276	3,65
27.	2,73	39,61	1,388	3,95
28.	2,91	37,07	1,518	4,30
29.	3,13	34,54	1,671	4,70
30.	3,38	32,01	1,852	5,18
31.	3,67	29,47	2,071	5,75
32.	4,01	26,94	2,339	6,44
33.	4,43	24,41	2,674	7,30
34.	4,94	21,87	3,101	8,40
35.	5,59	19,34	3,664	9,82
36.	6,43	16,81	4,432	11,73
37.	7,57	14,27	5,529	14,44
38.	9,20	11,74	7,205	18,51
39.	11,74	9,21	10,015	20,99
40.	16,20	6,67	15,490	20,99

Розрахункову індикаторну діаграму скруглюємо, тому що в реальному двигуні за рахунок випередження самозапалювання 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 [7]:

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

Положення крапки z' залежить від ступеня попереднього розширення. Положення крапки b визначає кут випередження випуску, крапку b' звичайно розташовують між крапками b і a [7].

Зводимо результати розрахунку (рис. 3.2) у табл. 3.5 [7].

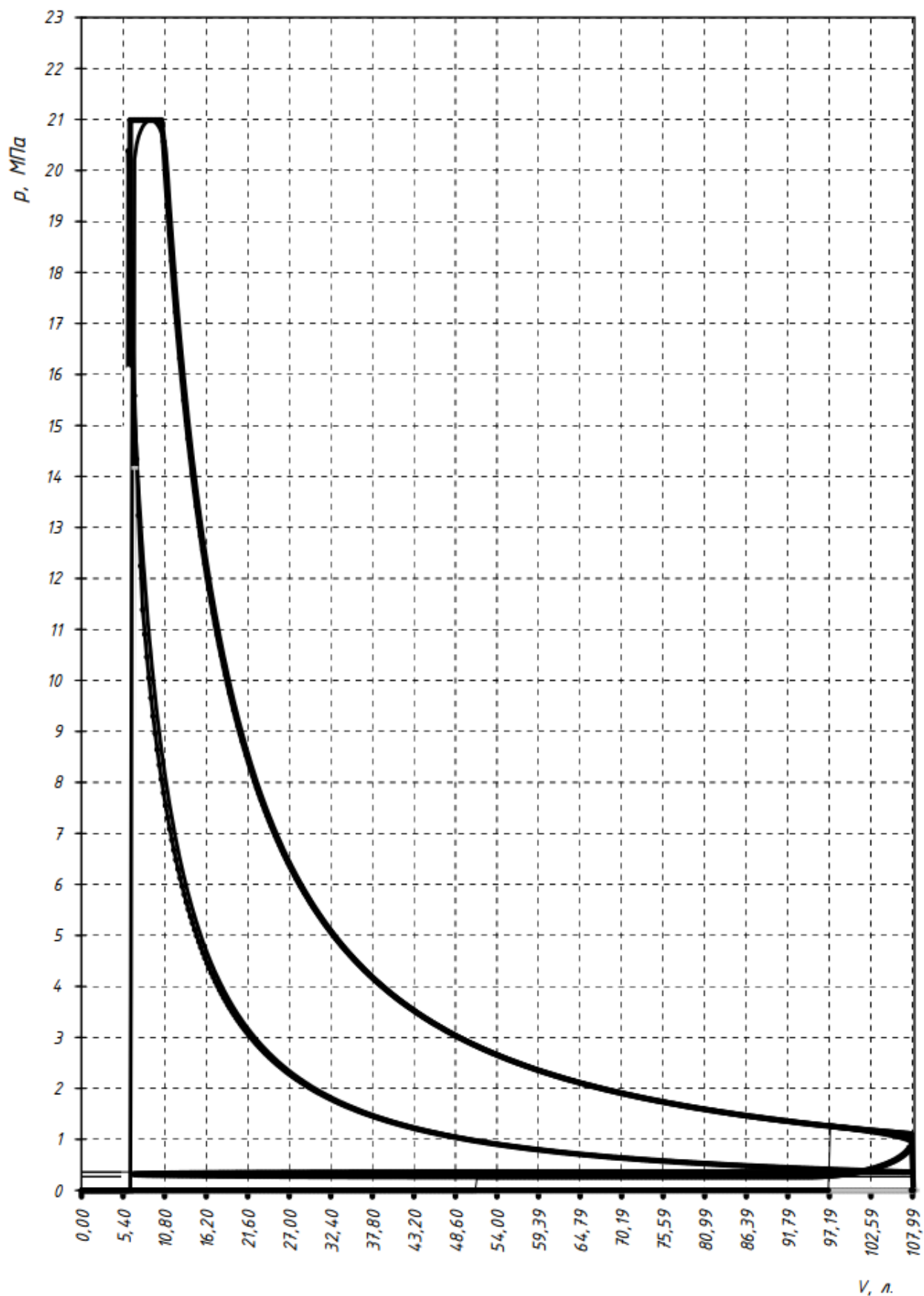


Рисунок 3.2 – Індикаторна діаграма робочого процесу в pV – координатах.

Таблиця 3.5 - Результати виконаного розрахунку [7]

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

Висновок. В результаті модернізації системи подачі палива шляхом встановлення аккумуляторної системи впорскування в дизельному двигуні MaK 12M43C судна «AIDAperla», були досягнуті цілі модернізації. А саме встановлення аккумуляторної системи впорскування забезпечує повну оптимізацію протікання робочого процесу дизеля в діапазоні навантажувально-швидкісних режимів в умовах експлуатації за зовнішньою швидкісною характеристикою. При цьому не відбувається зниження потужності суднового двигуна при незначному збільшенні витрати палива. В цілому цілі, що ставились в роботі досягнуті.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Охорона праці

4.1.1 Нормативно-правова та законодавча база охорони праці на суднах. Закон України «Про охорону праці», визначає основні положення по реалізації конституційного права громадян на охорону їх життя і здоров'я в процесі трудової діяльності, що регулює, за участю відповідних органів, відношення між керівниками підприємства, чи організації уповноважених органів і робітником з питань безпеки і гігієни праці, середовища виробництва і встановлює єдиний порядок з охорони праці на Україні [20-21].

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

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

Міжнародні документи [20-21]:

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

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

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		88

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

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

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

Таблиця 4.1 - Потенційні небезпеки й шкідливі фактори на судні [20-21]

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

Дані фактори створюють: устаткування й засоби за допомогою, яких людина обробляє об'єкт, сам об'єкт, а також умови праці. Основними джерелами небезпечних і шкідливих факторів при експлуатації валогенераторної установки на судах СТМ є електричні машини й системи автоматичного керування. Розглянемо дані фактори докладніше [20-21].

Одним з таких факторів є живлення 380 В трифазним змінним струмом для електродвигунів і 220 В однофазним змінним струмом для системи автоматизації. Електричні машини є джерелом вібрації. Вібрація негативно позначається на людях, що перебувають у приміщенні, і працюючі в зоні підвищеної вібрації люди можуть занедужати віброхворобою. По нормативних документах, рівень шуму повинен бути залежним від октавної смуги в межах 92...108 дБ, устаткування повинне безвідмовно працювати при вібраціях із частотою 3...50 Гц і амплітудою в 1 мм. Шкідливим фактором є також рівень шуму, що нормує документом для рівня шуму є державний стандарт [20-21].

Для дотримання умов мікроклімату передбачені системи вентиляції й опалення. Сприятливими для роботи є умови при відносній вологості в 40...60% і температурі 18...22 °С. У робочих умовах, однією з найважливіших умов є освітленість робочого місця, нормованим значенням освітленості вважається освітленість в 200 лк. Відповідно до вимог діючих стандартів робоче місце повинне забезпечувати максимально можливу зручність проведення робіт у положенні сидячи й стоячи. Кут зору для охопту інформаційного поля повинен бути не більше 120°. Робоча зона повинна бути не менш 1 м. Завдяки математичному моделюванню, стає можливим істотно зменшити вплив небезпечних і шкідливих факторів на персонал при випробуваннях і наступній експлуатації валогенераторної установки суден, завдяки вибору оптимального режиму роботи [20-21].

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

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						90
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

концентрації вище, ПДК діють на організм людини. За діючим стандартом встановлені ПДК шкідливих речовин у повітрі робочої зони [20-21].

Захист – вентиляція, а також газо-пилоуловлюючі засоби індивідуального захисту й устаткування [20-21].

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 [20-21].

Освітленість. У МВ судна застосовується штучне освітлення. Нерівномірність освітлення робочих місць підвищує стомлюваність органів зору від частоті переадаптації зору – при перекладі погляду з більш освітленої поверхні на менш освітлену. Наявність тіней на робочих поверхнях, а також близькості, відбитої від робочих поверхонь устаткування. Створюють несприятливі умови для роботи органів зору. Найкращий розподіл світла на робочих місцях створює загальне освітлення. При аварійному висвітленні освітленість робочих поверхонь повинна бути не менш 25 % установлених для робочого освітлення норм, а на сходінках трапа і проходах – не менш 5 лк. Норми освітленості регламентуються діючими нормами штучного освітлення на судах морського флоту ГОСТ 2506-81. У МВ загальне освітлення на палубі згідно цих норм повинне бути не менш 20 лк, на шкалах приладів – 75 лк, на сходінках трапа – 20 лк [20-21].

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

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		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 [20-21].

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 [20-21].

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 [20-21].

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%) [20].

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		92

4.1.3 Розрахунок приточно-витяжної вентиляції в машинно-котельному відділенні

Вибір виду вентиляції залежить від типу й призначення судна, району його плавання, а також від потужності суднової енергетичної установки. Тип вентиляції й кратність повітрообміну залежать від призначення приміщень, що обслуговуються вентиляцією, і визначаються часом перебування в них людей, а також рівнем загазованості й надлишкових тепловиділень [20-21].

Кратність повітрообміну n показує, скільки разів переміняється повітря в приміщенні за одну годину і визначається за рівнянням [20-21]:

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

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

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

Подача повітря розраховується за виразом [20-21]:

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

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

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

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

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

Кількість тепла, що потрапляє до машинного відділення від головного двигуна розраховуємо за виразом [20-21]:

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

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

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

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

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

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

Тоді:

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

Кількість витяжного повітря з МО підраховується як різниця приточного повітря й повітря, споживане працюючими головними двигунами (якщо двигуни забирають повітря з МВ) [20-21]:

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

Кількість повітря, споживаного двигунами [20-21]:

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

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

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

Підставляємо отримані значення в (4.2), проводимо розрахунок [20-21]:

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

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

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						94
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

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

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

Згідно з (4.1) розрахункова кратність вентиляції машинного відділення становить для літа [20-21]

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

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

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

Мікроклімат у машинному відділенні визначається наступними параметрами: вологість, температура, рухливість повітря, тиск повітря, теплота, що виділяється від нагрітого повітря, устаткування та механізмів [21].

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 впливу

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						95
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

температура повинна бути не нижче температури повітря допустимого в приміщенні и не менше крапки роси [20-21].

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 [20-21].

Капітан судна відповідає за створення атмосфери співробітництва, необхідної для забезпечення пожежної безпеки його судна [20-21].

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 [20-21].

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 [20-21].

Використання штатних і переносних електронагрівальних приладів, електропобутових приладів і телерадіоапаратури визначається капітаном судна із призначенням відповідальних осіб за контроль їх безпечного стану й використання [20-21].

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 [20-21].

Зберігання легкозаймистих рідин (ЛЗР), обтиральних матеріалів і інших легкозаймистих матеріалів постачання проводиться в спеціальних приміщеннях і місцях під контролем відповідальних осіб [20-21].

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						96
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

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 [20-21].

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 [20-21].

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 [20-21].

Кожний член екіпажу, а командний склад особливо, зобов'язано знати: правила використання протипожежних систем і засобів, наявних на судні; характеристики вогнегасних речовин і обмеження їх застосування, токсичність вогнегасників; основи хімічних процесів горіння (ланцюгову реакцію горіння); умови виникнення й підтримки пожежі (пожежний трикутник і тетраедр, роль кисню й теплоти в руйнуванні пожежного трикутника й тетраедра); причини виникнення й шляхи поширення пожежі судном; типи горючих речовин; небезпечні фактори пожежі (полум'я, теплота, гази й дим); основні класи пожеж (А, В, С і D і їх комбінації); структуру й вражаючі фактори продуктів неповного згоряння горючої речовини (водяна пара, двоокис вуглецю, окис вуглецю й інші); правила використання ізолюючих засобів захисту органів дихання й шкіри, наявних на судні; конструкцію систем вентиляції приміщень, місця вимикання вентиляторів, перекриття вентиляційних закриттів [20-21].

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 [20-21].

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		97

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 [20-21].

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 [20-21].

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 [20-21].

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

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		98

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 [20-21]:

- 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 [20-21].

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 [20-21].

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 [20-21].

Можливі випадки, коли під час стоянки судна в порту пірати проникають на судно, ховаються, а потім після виходу в море забезпечують

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		99

доступ на борт своїм спільникам, що доганяють судно на швидкохідних катерах [20-21].

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) [20-21].

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.

Базові правові основи боротьби з морським піратством були закладені такими міжнародними нормативними документами [20-21]:

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.

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 .

3. Конвенція ООН про боротьбу з незаконними актами, спрямованими проти безпеки морського судноплавства 1988 року, що

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						100
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

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 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.

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.

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						101
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Оскільки для нашої держави проблема морського піратства має особливу актуальність, державні органи України вивчали питання залучення кораблів ВМС України до операції Євросоюзу [20-21].

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 [20-21]:

- 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;
- перешкоджання наближення плавзасобів піратів і проникненню абордажної команди на борт судна;
- у випадку, коли висадження на борт судна все-таки відбулися, мінімізації можливості викрадення чого-небудь із судна шляхом позбавлення доступу до суднових складів і особистих речей екіпажа;
- вживанню заходів до особистої безпеки членів екіпажа й пасажирів.

По значимості самої пріоритетної повинна бути останнє завдання, що одночасно наділяє капітана правами й відповідальністю при оцінці ступеня реального ризику застосування надзвичайних заходів відносно грабіжників, виходячи, як зі ступеня їхньої небезпеки, так і можливих наслідків застосування зброї. У цілому, не рекомендується озброєння членів екіпажа вогнепальною зброєю, це може викликати негативну реакцію, образи влади й населення портів заходу з урахуванням національних традицій країни. Наявність зброї на борті може бути допущено тільки з дозволу адміністрації

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		102

прапора. Крім того, на його наявність повинне бути офіційний дозвіл влади – як прапора судна, так і порту заходу. Необхідно пам'ятати, що застосування зброї екіпажем для захисту варто уникати, тому що це може викликати непотрібні жертви. Навіть скептики в оцінці ефективності застосування сигнальних ракет і води, інших «мирних» засобів визнають, що наказ на підготовку їх «до бою» подіє на команду збадьорююче з одного боку, а з іншого боку – послужить гарним попередженням нападаючим й змусить їх задуматися про свої шанси побачивши рішучість, готовність екіпажа до бою – як правило, пірати віддають перевагу легкому видобутку [20-21].

На сьогоднішній день уже є широкий вибір у пропонуваніх як частками, так і іншими охоронними фірмами засобів виявлення, відлякування грабіжників, серед яких можливо й доступно придбання приладів нічного бачення з інфрачервоними променями й оповіщення, ємностей з розпиленням сльозоточивого газу, колючого дроту із сигналізацією. Все це надасть діючу допомогу морякам у забезпеченні охорони й оборони суден у піратонебезпечних районах Світового Океану [20-21].

Запобіжні заходи на судні, у порту, на якірній стоянці. Уникати якірних стоянок, що ставлять судно в уразливе положення [20-21].

Здійснювати постійне візуальне й радарне спостереження за малими плавзасобами [20-21].

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 pomp із відпрацьовуванням дій екіпажа [20-21].

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

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						103
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Заборона торгівлі, контактів з місцевим населенням на борті судна. Прохід на борт судна тільки в одному контрольованому місці [20-21].

Порядок дій при виявленні піратів. Негайне оповіщення всіх задіяних на вахті членів екіпажа й, наскільки можливо, неухильне виконання запропонованих планом безпеки дій і заходів [20-21].

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 маскування, 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 [20-21].

Наступним кроком повинне бути негайне оголошення загальної тривоги й виконання запланованих заходів всіма членами екіпажа [20-21].

Відхід у відкрите море на граничній швидкості.

Для осліплення й ослаблення просторової орієнтації необхідно направити убік нападаючі прожектори й всі засоби висвітлення [20-21].

Передача сигналу небезпеки береговій владі й судам у регіоні.

Використання сигнальних ракет по прямому призначенню й разом з водометними шлангами як оборонну зброю [20-21].

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.

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						104
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

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) [20-21].

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 нападали, використовуваних ними плавзасобів, часу, місця нападу із вказівкою координат, національної приналежності, далекості від берега. Варто вказати також характер реакції місцевих органів влади на сигнал судна про напад [21].

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).

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 [20-21]:

- 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 –

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		105

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.

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

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						106
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

ВИСНОВКИ

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

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

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

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						107
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. AIDAperla Technical Operating Manual IMO: 9636967 Issue 1 - April 2018, Produced by Worldwide Marine Technology Limited / www.wmtmarine.com. info@wmtmarine.com. - 966 p.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей / Алексеев В.П., Воронин В.Ф., Грехов Л.В. и др. М.: Машиностроение, 1990. – 289 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для втузов по специальности Двигатели внутреннего сгорания / Вырубов Д.Н., Иващенко Н.А., Ивин В.И. и др.; Под ред. Орлина А.С., Круглова М.Г. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
4. Самсонов В.И., Худов Н.Н., Мирющенко А.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. М.: – Транспорт. – 1981.
5. Дизели. Справочник. Издание 3-е переработанное и дополненное. Под ред. В. А. Ваншейдта, Н. Н. Иванченко, Л. К. Коллерова – Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1977. – 479 с.
6. Возницкий И.В. Современные судовые среднеоборотные двигатели. Санкт-Петербург: изд. ГМА им. адм. С. О. Макарова. 2006. – 142 с.
7. Белоусов Е.В. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Тепловой, кинематический, динамический и прочностной расчет ДВС. Методическое пособие к выполнению курсового проекта. Херсон: изд. ХГМИ – 2008. – 138 с.
8. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок. Учебное пособие для вузов. Изд. 3-е, перераб. и доп. М.: Транспорт, 1985. – 288 с.
9. Белоусов Е. В. Топливные системы современных судовых дизелей: Учебное пособие. - 2 е изд., испр. и доп. - СПб.: Издательство «Лань», 2016. - 256 с.: ил. - (Учебники для вузов. Специальная литература).
10. ГОСТ 15888-90 (ИСО 7876/1-84). Аппаратура дизелей топливная. Термины и определения. - М. : ИПК ; Изд-во стандартов, 1992. - 12 с.

					ПНН НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						108
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

11. Возницкий, И. В. Практика использования морских топлив на судах.- СПб. : Изд-во ГМА им. адм. С. О. Макарова, 2005. - 123 с.
12. Возницкий, И. В. Топливная аппаратура судовых дизелей: конструкция, проверка состояния и регулировка. - СПб. : Изд-во ГМА им. адм. С. О. Макарова, 2005. - 134 с.
13. Возницкий, И. В. Судовые дизели и их эксплуатация / И. В. Возницкий, Е. Г. Михеев. - М. : Транспорт, 1990. - 360 с.
14. Горбов В.М. Оцінка енергоефективності морського судна: методичні рекомендації до виконання розділу випускної кваліфікаційної роботи / В.М. Горбов і др. - Херсон: ХДМА, 2019 – 68с.
15. Горбов, В.М. Главные двигатели современных транспортных судов: учеб. пособие / В. М. Горбов, Ю. А. Шаповалов, И. А. Ратуганяк. - Николаев : УГМТУ, 1999. - 74 с.
16. Грехов, Л. В. Аккумуляторные топливные системы двигателей внутреннего сгорания типа Common Rail. - М. : Изд-во МВТУ им. Баумана, 2000. - 64 с.
17. Грехов, Л. В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: учебник для вузов / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. - М.: ЛегионАвтодата, 2005. - 344 с.
18. Emission control technologies for ocean going vessels (OGVs) / Н. Hefazi, Н. R. Ranai. - California State University, 2008. - 71 p.
19. M43C project guide propulsion. - Kiel, Germany, Caterpillar Motoren GmbH & Co. KG P.O. Box, D-24157, 2003. - 114 p.
20. Іванов Б.М., Колегаєв М.О., Касілов Ю.І., Іванов О.І. Основи охорони праці на морському транспорті. Підручник для студентів вищих навчальних закладів.- Одеса: КОМПАС,2003.-416с.
21. Кахте И.О. и др. Охрана труда на морском транспорте. – М.: Транспорт, 1975. – 263 с.
22. <https://www.marinetraffic.com/ru/ais/details/ships/shipid:4940653/mmsi:247385300/imo:9636967/vessel:AIDAPERLA>

					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		109

23. Підвищення ефективності експлуатації енергетичної установки судна «AIDACOSMA» за рахунок використання газових палив в умовах портової інфраструктури / Грицук І.В., Туріца В.М., Шпирко А.Ю., Шпаков Р.І., Федоров Д.В. - Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції "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

					ПІННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						110
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

Додатки

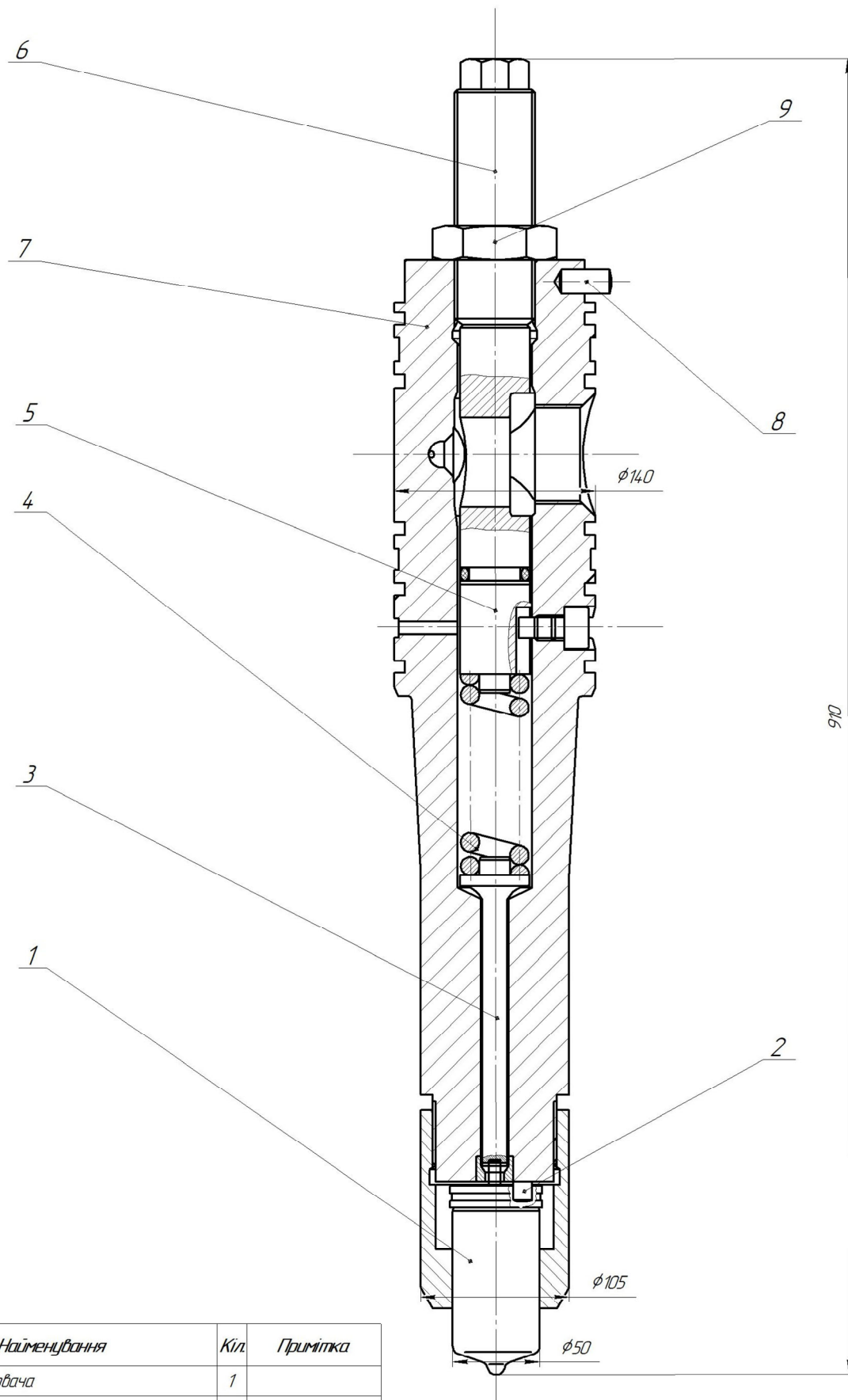
					ПННІ НУК 131.61.22.26. ПЗ	Арк
						111
Зм	Арк	№ докум.	Підп.	Дата		

				ПННН НУК 1316.122.26.01			
				Загальний вигляд судна			
Модель	Лист	№ докум.	Підп.	Лист	Лист	Листа	Листа
Розроб.	Шкода РЗ						1200
Проек.	Григор'єв ІВ						
Коректор	Григор'єв ІВ						
Нахмар.	Григор'єв ІВ						
Відрис.	Некрасовський						



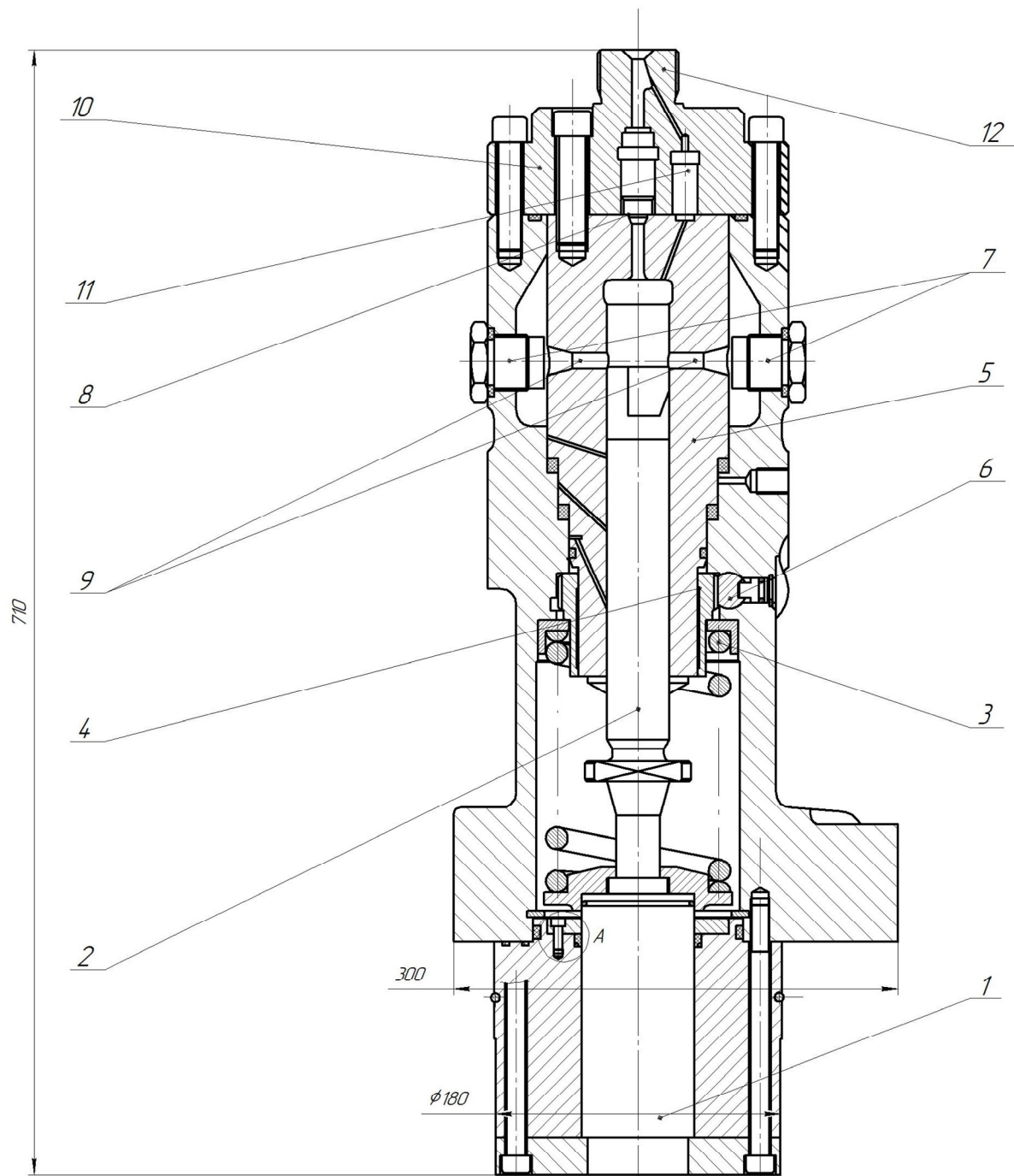
Тип двигуни	4-тактний, дизельний
Форма двигуна	12-циліндровий
Турбонаддув	V – подільний турбоагнітач пастинного тиску
Діаметр циліндра, мм	430
Хід поршня, мм	610
Номінальна потужність, кВт	12000
Частота обертання коліньчастого валу	
при номінальній потужності, хв^{-1}	500
Швидкість поршня, м/с	10,2

					ПІННІ НУК 1316122.26.03				
Підп.	Акт	№ докум.	Підп.	Датум	Головний судновий двигун МАК 12М43С		Акт	Масо	Момент
Розроб		Штатний ІР							110
Зад		Головн ІР							
Головн		Головн ІР					Акт	Акт/мол	Т
Масо		Головн ІР							
Штат		Наставник							

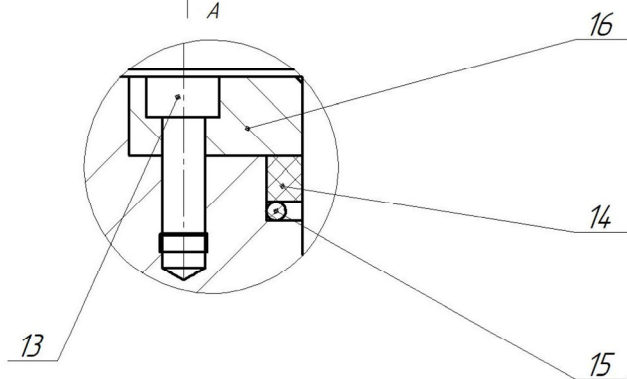


Поз.	Найменування	Кін.	Примітка
1	Корпус розпилювача	1	
2	Штифт установочний	1	
3	Штанга приводу голчастого клапану	1	
4	Навантажуюча пружина	1	
5	Упор навантажуючої пружини	1	
6	Гвинт регулювання попереднього затягування навантажуючої пружини	1	
7	Корпус форсунки	1	
8	Установочний штифт	1	
9	Стопорна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

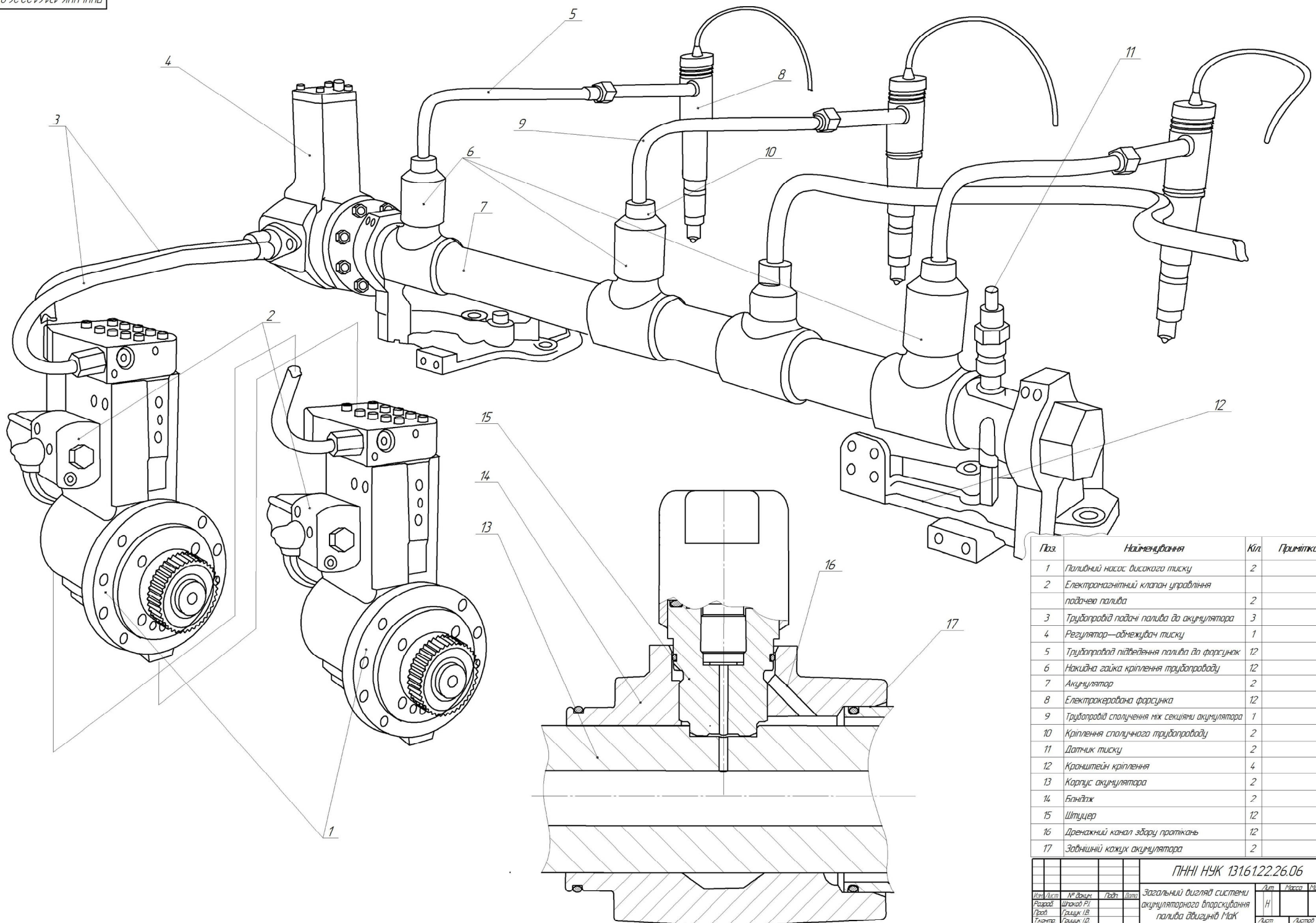
						ПННІ НУК 131.61.22.26.04		
						Форсунка середньообертового суднового двигуна МАК 12М43С		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		Лист	Масса	Масштаб
Разроб.		Шпаков Р.І.						1:20
Проб.		Грицук І.В.						
Т.контр.		Грицук І.В.						
Н.контр.		Грицук І.В.				Лист	Листів	1
Утв.		Нестеренко						



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

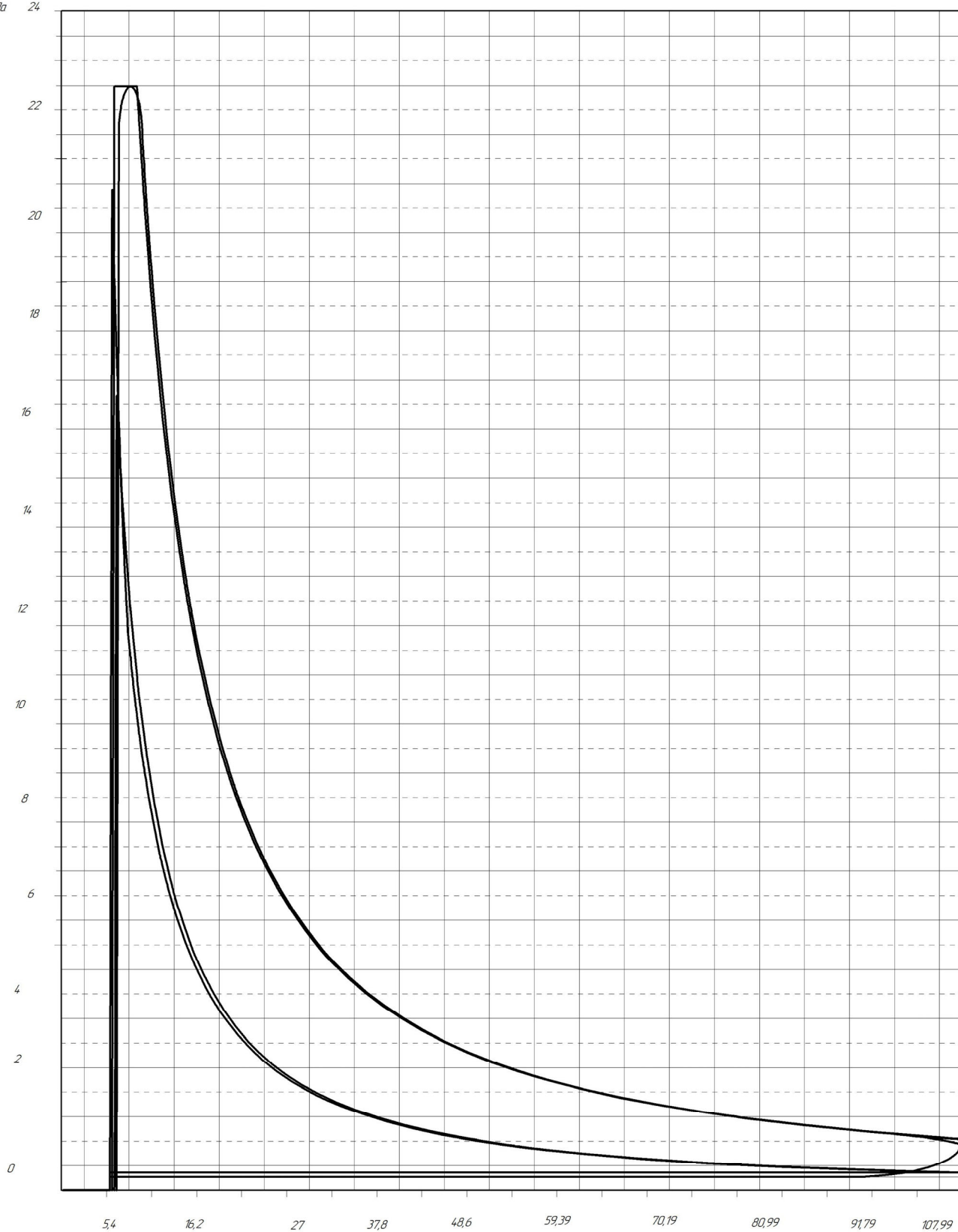


ПННІ НУК 1316.122.26.05				Лист	Маса	Масштаб
Паливний насос високого тиску суднового дизеля 12 М43С						1:20
Изм. Лист	№ док.м.	Подп.	Дата	Лист	Листов	1
Разр. Шкоб Р.						
Проб. Гришук ІВ						
Т.контр. Гришук ІВ						
Н.контр. Гришук ІВ						
Утв. Нестеренко						



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

						ПІННІ НУК 1316122.26.06				
Загальний вигляд системи акумуляторного вприскування палива двигунів Маз						Лист	Всього	Підпис		
						Н		11		
						Лист		Всього	1	
						ХДМА				
Вид	Лист	№ докум.	Вид	Лист						
Розроб		Договір П/								
Техніч		Завдання								
Виконан		Розроб								
Начальн		Завдання								
Виконан		Наступна								

 V, n

Результати виконаного розрахунку

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

					ПІННІ НУК 13161222107			
Міст./Віст.	№ докум.	Підп.	Віст.	Результати розрахунку				
Розпод.	Відомості РІ				Збіжність 12/14,3С			
Розп.	Триває ІВ				фірми Caterpillar-MAK			
Триває	Триває ІВ				Ліст	Листо	Т	
Міст/Віст.	Триває ІВ							
спів	Міст/Віст.							