

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра двигунів
внутрішнього згоряння,
установок та технічної
експлуатації

«Допущений до захисту»
В.о. завідувача кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО

« » 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ГОЛОВНОГО

МАЛООБЕРТОВОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Олександр МИТРОФАНОВ

Здобувач освіти



Максим ЄРЕМЕЄВ

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

Інститут, факультет Машинобудівний навчально-науковий
Кафедра Двигунів внутрішнього згорання, установок та технічної експлуатації
Ступінь Магістр
Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(шифр і назва)
Освітня програма Двигуни внутрішнього згорання

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
Олексій ГОГОРЕНКО
«___» _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Єремєєв Максим Миколайович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Модернізація паливної системи головного малообертового суднового двигуна

2. Керівник роботи д.т.н., доцент Митрофанов О. С.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “___” _____ 20__ року № _____

3. Строк подання здобувачем роботи _____

4. Вихідні дані до роботи Потужність двигуна – 30423 кВт; частота обертання колінчатого валу – 78 хв⁻¹.

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Загальна конструкція та особливості роботи головного суднового двигуна 6ДКРН 90/318,8 у складі енергетичної установки судна. 2. Розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи. 3. Модернізація паливної системи головного малообертового суднового двигуна. 4. Економічне обґрунтування виконаної модернізації паливної системи. 5. Аналіз та розробка заходів охорони праці та навколишнього середовища при застосуванні двигуна.

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) 1. Нафтовий танкер. 2. Розміщення ГД в МКО, поперечний перетин, план трюму. 3. Поперечний розріз двигуна 6ДКРН 90/318,8. 4. Схема подачі VOS. 5. Форсунка.

7. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
<i>Економічний розділ</i>	<i>Митрофанов О. С.</i>		
<i>Розділ хорони праці</i>	<i>Митрофанов О. С.</i>		

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	<i>Загальна конструкція та особливості роботи головного суднового двигуна 6ДКРН 90/318,8 у складі енергетичної установки судна.</i>		
2.	<i>Розрахунок робочого циклу для номінального режиму роботи.</i>		
3.	<i>Модернізація паливної системи двигуна.</i>		
4.	<i>Економічне обґрунтування виконаної модернізації паливної системи.</i>		
5.	<i>Аналіз та розробка заходів охорони праці та навколишнього середовища при застосуванні двигуна</i>		

Здобувач освіти

(підпис)*Максим ЄРЕМЕЄВ*_____
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)*Олександр МИТРОФАНОВ*_____
(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота присвячена виконанню модернізації паливної системи головного суднового двигуна 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8) виробництва фірми MAN B&W з метою застосування летючих органічних компонентів сирої нафти у якості основного палива.

В роботі виконано стислий опис основних характеристики танкеру та конструкції головного двигуна 6ДКРН 90/318,8. Проведено розрахунок номінального режиму роботи головного двигуна та побудовано індикаторну діаграму у координатах $p - V/V_c$.

Запропоновано модернізацію паливної системи для забезпечення використання летючих органічних компонентів сирої нафти у якості основного палива. Виконано оцінку ефективності використання VOC та визначено енергетичні та економічні показники. Виконано розробку двопаливної форсунки для забезпечення роботи двигуна 6ДКРН 90/318,8 за газодизельним циклом. У результаті модернізації економічний ефект для судновласника може становити 970575937,4 грн.

Розглянуто умови праці та шкідливі фактори, що негативно впливають на екіпаж танкеру. Визначено заходи щодо поліпшення умов праці та зниження ризиків для обслуговуючого персоналу. Виконано розрахунок примусової механічної вентиляції машинного відділення танкеру за умов надлишкових тепловиділень. Проаналізовано можливі напрямки зниження викидів шкідливих компонентів з ВГ головного суднового двигуна.

Кваліфікаційна магістерська робота виконана українською мовою на 71 аркушах розрахунково-пояснювальної записки. У роботі використано 12 джерел, а графічна частина представлена п'ятьма повноцінними кресленнями формату – А1.

Ключові слова: головний двигун, паливна система, двопаливна форсунка, летючі органічні компоненти, ефективні показники.

					КРМ.142.6221мз.03.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACTS

The qualification work is dedicated to the modernization of the fuel system of the main marine engine 6DKRN 90/318.8 (6S90ME-C8) manufactured by MAN B&W with the aim of using volatile organic components of crude oil as the main fuel.

The work contains a brief description of the main characteristics of the tanker and the design of the main engine 6DKRN 90/318.8. The nominal operating mode of the main engine was calculated and an indicator diagram was constructed in the $p - V/V_c$ coordinates.

It is proposed to modernize the fuel system to ensure the use of volatile organic components of crude oil as the main fuel. The evaluation of the efficiency of VOC use was carried out and the energy and economic indicators were determined. A dual-fuel injector was developed to ensure the operation of the 6DKRN 90/318.8 engine in the gas-diesel cycle. As a result of modernization, the economic effect for the shipowner can amount to 970575937.4 UAH.

Working conditions and harmful factors that negatively affect the tanker crew are considered. Measures to improve working conditions and reduce risks for service personnel have been determined. The calculation of forced mechanical ventilation of the engine room of the tanker under the conditions of excessive heat emissions was performed. Possible ways of reducing the emissions of harmful components from the HV of the ship's main engine have been analyzed.

The qualifying master's thesis was written in Ukrainian on 71 sheets of calculation and explanatory notes. The work uses 12 sources, and the graphic part is represented by five full-length drawings in A1 format.

Key words: main engine, fuel system, dual-fuel injector, volatile organic components, effective indicators.

					<i>KPM.142.6221мз.03.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП

ЗАГАЛЬНА КОНСТРУКЦІЯ ТА ОСОБЛИВОСТІ

РОБОТИ ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА

РОЗДІЛ 1

6ДКРН 90/318,8 У СКЛАДІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ

УСТАНОВКИ СУДНА

- 1.1. Призначення судна та його основні характеристики
- 1.2. Загальні вимоги до енергетичної установки судна.....
- 1.3. Параметри та конструктивні особливості головного двигуна
6ДКРН 90/318,8.....
- 1.4. Висновок до розділу.....

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ

СУДНОВОГО ДВИГУНА 6ДКРН 90/318,8

- 2.1. Основні вимоги до головного суднового двигуна.....
- 2.2. Методика розрахунку робочого циклу суднового двигуна.....
- 2.3. Розрахунок номінального режиму роботи суднового двигуна
6ДКРН 90/318,8 та побудова його індикаторної діаграми.....
- 2.4. Висновок до розділу.....

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ СУДНОВОГО

РОЗДІЛ 3

ДВИГУНА 6ДКРН 90/318,8 З МЕТОЮ

ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОПОДІБНОГО ПАЛИВА

- 3.1. Постановка проблеми.....
- 3.2. Розробка технічних рішень для реалізації можливості вико-
ристання VOC головним двигуном.....
- 3.3. Оцінка ефективності використання VOC у двигуні 6ДКРН
90/318,8
- 3.4. Розробка елемента паливної системи двигуні 6ДКРН 90/318,8
з метою використання VOC.....
- 3.5. Висновок до розділу.....

					<i>KPM.142.6221мз.03.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

**ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЯ
ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ СУДНОВОГО ДВИГУНА
6ДКРН 90/318,8 З МЕТОЮ
ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОПОДІБНОГО ПАЛИВА**

РОЗДІЛ 4

- 4.1. Загальні положення.....
- 4.2. Визначення економічного ефекту від модернізації двигуна
6ДКРН 90/318,8.....
- 4.3. Висновок до розділу.....

РОЗДІЛ 5

**АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ
ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ
НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА**

- 5.1. Аналіз умов праці на судні.....
- 5.2. Розрахунок механічної вентиляції у приміщенні машинного
відділення танкеру
- 5.3. Аналіз шляхів зниження шкідливих компонентів у ВГ.....
- 5.4. Висновки до розділу.....

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- Додаток А. Нафтовий танкер.....
- Додаток Б. Розміщення ГД в МКО, поперечний перетин,
план трюму.....
- Додаток В. Поперечний розріз двигуна 6ДКРН 90/318,8.....
- Додаток Г. Схема подачі VOC.....
- Додаток Д. Форсунка.....

ВСТУП

Відповідно до теми кваліфікаційної роботи: «*Модернізація паливної системи головного малооборотового суднового двигуна*» запропоновано проведення модернізації паливної системи головного двигуна 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8) виробництва фірми MAN B&W, що застосовується на танкері, для можливості використання летючих органічних компонентів сирої нафти у якості палива.

Таким чином метою модернізації є досягнення заданої потужності ГД при заданих оборотах, використовуючи у якості основного палива органічні компоненти сирої нафти, які випаровуються при транспортуванні. Модернізація двигуна повинна забезпечити не гірші параметри роботи ГД на номінальному режимі роботи, а також поліпшити екологічні показники. Для забезпечення поставленої мети модернізується паливна система двигуна 6ДКРН 90/318,8, додається нове паливне обладнання зокрема двопаливні форсунки, система керування Mechatronic та інше.

Використання органічних компонентів сирої нафти безсумнівно веде до покращення економічності ГД, що на сьогодні є вкрай актуальною проблемою, оскільки в світі існує стійкий дефіцит нафтопродуктів та їх слід максимально ощадливо та ефективно використовувати.

					КРМ.142.6221мз.03.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНА КОНСТРУКЦІЯ ТА ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ ГОЛОВНОГО СУДНОВОГО ДВИГУНА 6ДКРН 90/318,8 У СКЛАДІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ СУДНА

1.1. Призначення судна та його основні характеристики

Судновий малообертовий двигун встановлюється на танкер у якості головного. Танкер призначений для перевозки на коротких лініях різних нафтопродуктів, хімічних вантажів (безпечних), дозволених для перевезення на нафтоналивних судах, а також різноманітних наливних харчових вантажів таких, як рослинна олія, патока тощо. Район плавання танкеру – необмежений відповідно до Морського Регістра судноплавства. Мінімальне значення температури навколишнього повітря в районах плавання танкеру становить -25°C .

За архітектурно-конструктивним типом судно відноситься до самохідного, сталевого, однопалубного судна з баком та ютом, з кормовим розташуванням енергетичної установки (ЕУ), постів керування та житлових приміщень персоналу. Судно має подвійне дно, подвійні борти й одну подовжньою переборку у діаметральній площині вантажної частини. Носове обведення має бульбообразну форму з коефіцієнтом бульбообразності – сім, а також транцевою кормою, з мінімальним надводним бортом.

Основні характеристики танкеру:

1. Довжина судна:

- найбільша, м..... 109;
- між перпендикулярами, м..... 102;

2. Ширина найбільша, м.....18,6;

3. Висота борта судна на міделі, м..... 9,5;

4. Осад судна:

- по КВЛ, м..... 7;
- по літню вантажну марку, м..... 7,65;

5. Дедвейт, т:

					KPM.142.6221мз.03.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- при осаді 7,0 м.....7000;
- при осаді 7,65 м.....8000.

Баластні цистерни загальною місткістю у 3240 м³ утворюються за рахунок подвійного дна та подвійних бортів в танковій частині танкера. Цей об'єм складає близько 40 % від місткості вантажних танків. На судні передбачені десять вантажних танків та два відстійних танки загальним об'ємом у 8320 м³.

Дальність плавання судна по запасу палива за умов швидкості ходу у 14,2 вузлів та осадці у 7,65 м становить 6000 миль. Автономність плавання по запасу прісної води на судні становить 30 діб, за показниками запасів палива та провізії – 60 діб.

Швидкість танкеру на ходових випробуваннях складає не менше ніж 14,2 вузла на глибокій воді за умов осадки у 7 м, при посадці на рівний кіль, силі вітру не більш трьох балів за шкалою Бофорта, обертанні гребного гвинта у 200 об/хв, а також хвилюванні моря не вище двох балів.

Остійність танкеру на всіх експлуатаційних умовах завантаження задовольняє відповідним «Правилам специфікацій і будування морських суден» Морського Регістру для суден необмеженого району плавання. Непотоплюваність танкеру за умов завантаження усіма видами специфікаційних вантажів та осадці у 7,65 м забезпечується згідно з вимогами Морського Регістру при затопленні будь-якого одного відсіку (окрім затоплення машинного відділення судна). Період бортової качки танкеру на всіх можливих експлуатаційних випадках його завантаження забезпечується у межах – 12...14 секунд.

Для забезпечення досить високої маневреності судна, що є особливо важливим для типу – танкерів-хімовозів, в носовій частині встановлено пристрій підрулення тунельного типу упором у 58,5 кН.

1.2. Загальні вимоги до енергетичної установки судна

Енергетична установка (ЕУ) судна технічного флоту повина забезпечити швидкість ходу не менше ніж 7 вузлів. ЕУ повина забезпечити можливість роботи на задній хід для забезпечення потрібної маневреності при нормальних

					КРМ.142.6221мз.03.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

умовах експлуатації. Енергетична установка судна повинна забезпечувати при постійному вільному задньому ході не менше ніж 70 % номінальної частоти обертання при передньому ході в межах часу у 30 хв.

Головний двигун, допоміжні двигуни та механізми повинні бути розміщені у машинному відділенні (МВ) таким чином, щоб з постів керування та місць обслуговування забезпечити вільний прохід. Ширина проходів по всій довжині повинна бути не менше 0,6 м. Ширина трапів та люків у виходах повина бути не менше 0,6 м. Розташування у МВ механізмів, різного обладнання, трубопроводів та арматури повинне забезпечувати вільний доступ до них для забезпечення нормального обслуговування або аварійного ремонту. Головний двигун його передача, упорні підшипники валопроводу повністю чи частково приєднуються до суднового фундаменту болтами, які ретельно підганяються. МВ, тунелі валопроводу та трубопроводів мають бути оснащені двома входами, через які забезпечується вихід на палуби судна до рятувальних шлюпок й плотів.

В усіх приміщеннях повинні бути встановлені світильники основного освітлення. Це є важливим фактором для забезпечення безпечного плавання, керування ЕУ, евакуації пасажирів та екіпажу.

Вентиляційні канали на судні повинні бути захищеними від корозії. Вертикальні вентиляційні канали та повітряні шахти повинні проходити через водонепроникні палуби судна у межах лише одного водонепроникного відсіку. Вентиляційні канали, що призначені для відведення вибухо- і пожежонебезпечних газів та парів, є повністю газонепроникними та не повинен з'єднуватися з каналами інших суднових приміщень.

Головний двигун повинен забезпечити можливість роботи з перевантаженням не менше ніж у 10 % від номінальної потужності протягом однієї години. Мінімальна стійка частота обертання ГД, не більше ніж 30 % від номінальної. Повітряні трубопроводи та ресивер ГД повинні бути обладнані системою попереднього виявлення пожежі та подачі сигналу оповіщення тривоги. ГД повинен мати регулятор, який відрегульовано таким чином, щоб частота обертання не перевищувала номінальну більше ніж на 15 %.

					<i>KPM.142.6221мз.03.01.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1.3. Параметри та конструктивні особливості головного двигуна 6ДКРН 90/318,8

Енергетична установка судна розташована у кормовій частині. У якості ГД на даному танкері встановлено малообертовий дизель 6ДКРН 90/318,8 виробництва фірми **MAN B&W**, що працює на пряму на гребний гвинт забезпечуючи при заданій потужності та осадці танкеру у 7 м швидкість ходу при повному навантаженні – 14,2 вузла. У ЕУ танкера використовується пряма передача до складу якої входять: муфта й валопровід, які розташовані у діаметральній площині. Гребний вал, що проходить через дейдвудну трубу забезпечено ущільнювальним сальником, який встановлено на опорних підшипниках.

Головний двигун 6S90ME-C8 (6ДКРН 90/318,8) – двотактний, крейцкопфний, реверсивний, малообертовий виробництва фірми MAN B&W. Двигун 6ДКРН 90/318,8 простої дії, з газотурбінним наддувом, рядним, вертикальним розташуванням циліндрів, правого обертання. Повздовжній розріз двигуна MAN B&W 6S90ME-C8 зображений на рис.1.1.

Основні характеристики дизеля 6S90ME-C8 (6ДКРН 90/318,8):

1. Потужність, кВт30423
2. Число циліндрів.....6
3. Діаметр циліндрів, мм.....900
4. Хід поршня, мм.....3188
5. Витрата палива, г/кВт·год.....175
6. Витрата масла, г/кВт·год.....0,82
7. Частота обертання, хв⁻¹.....78
8. ККД двигуна, %.....47,5
9. Тиск повітря за компресором, МПа.....0,38
10. Маса, т.....1200
11. Габарити, мм:
 - довжина.....14077;
 - ширина.....5410;
 - висота.....15336.

					КРМ.142.6221мз.03.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

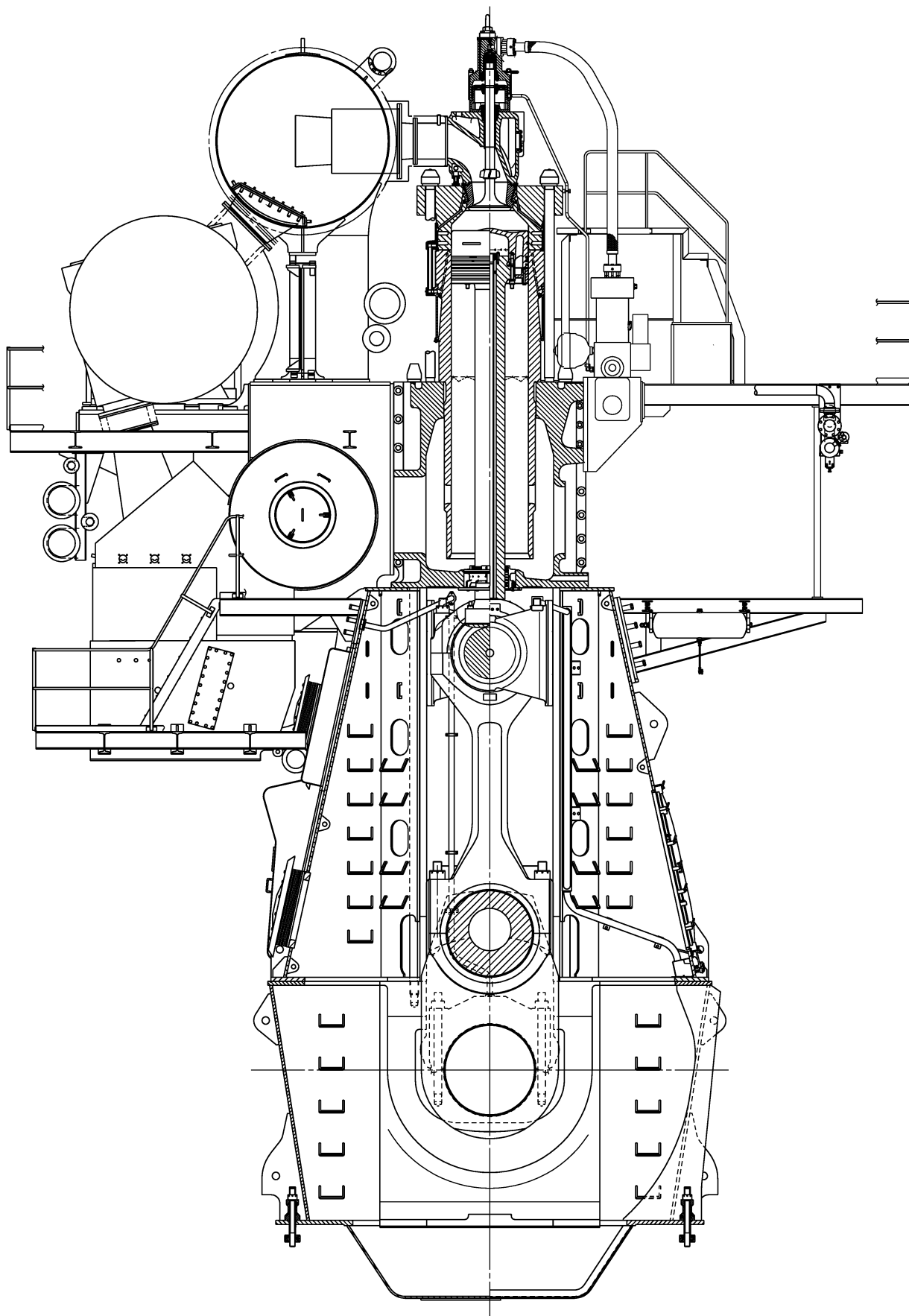


Рисунок 1.1 – Головний двигун типу 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8)

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

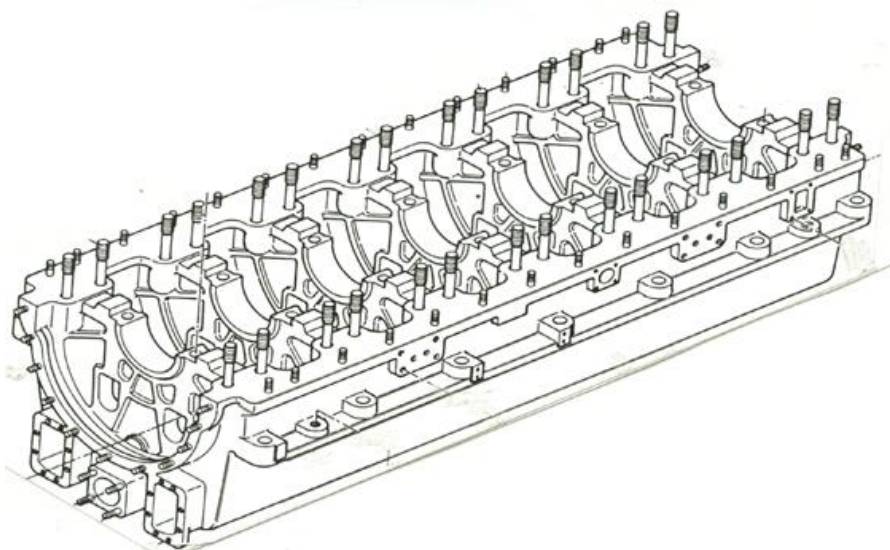
KPM.142.6221мз.03.01.ПЗ

Аркуш

Фундаментна рама (рис. 1.2) головного двигуна 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8) має спрощену коробчасту форму – вона сталева зварного типу, кріпиться опорними поверхнями до фундаменту корпусу судна болтами за допомогою сталевих клинів.

Поперечні опори фундаментної рами також сталеві литі з отворами (колодязями) для анкерних зв'язків. Вкладиші рамових (корінних) підшипників залиті антифрикційним покриттям – бабітом.

Для зливу масла з картера в стічну циркуляційну масляну цистерну у кормовій частині піддону фундаментної рами передбачено отвір закритий сіткою. Циркуляційна масляна цистерна розміщується під двигуном у подвійному дні корпусу танкера.



**Рисунок 1.2 – Фундаментна рама головного двигуна
типу 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8)**

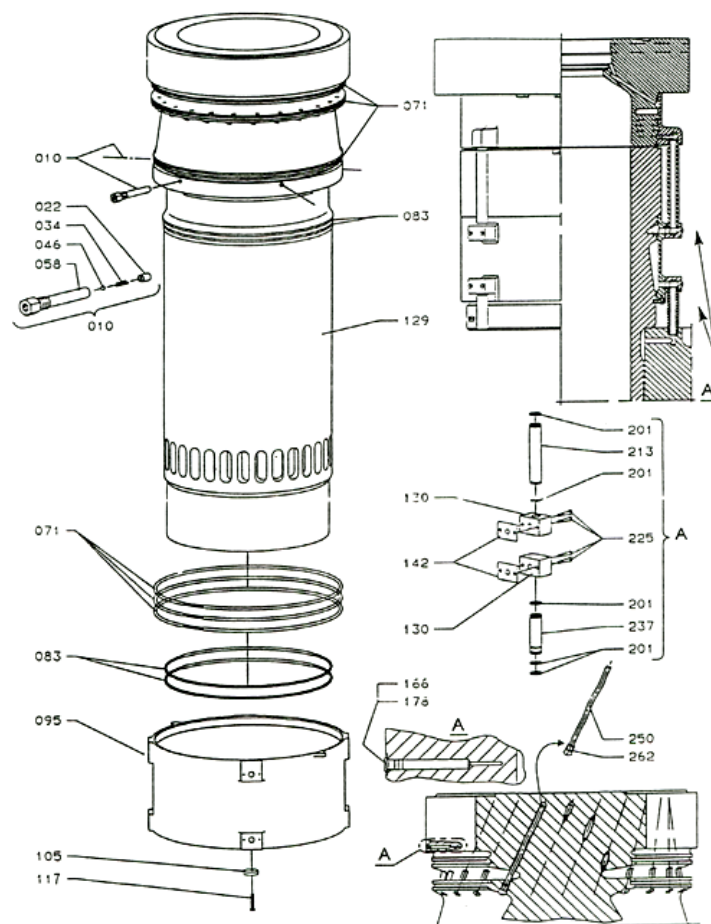
Станина (або картер) на двигуні є сталевною, зварного виконання, з вхідними люками у кожен циліндровий відсік, а також входом у відсік приводів з боку керування. Запобіжні клапани картеру (у кількості шести одиниць) розміщуються у верхній частині з боку газовихлопу двигуна, а один клапан – з носового торця. Кожен циліндр двигуна 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8) має по чотири сталевих направляючих крейцкопфа (симетрична конструкція), приварених до корпусу станини.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221мз.03.01.ПЗ

Аркуш

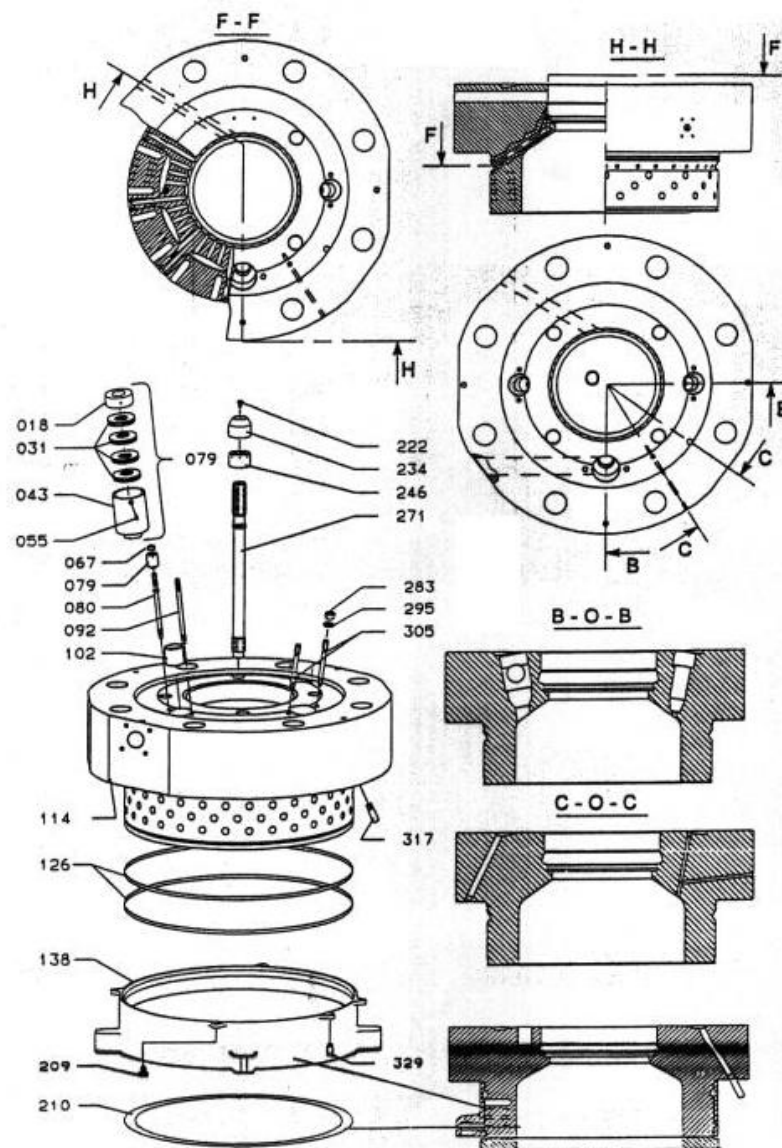
Циліндрова втулка (рис.1.3) суцільнолита та виготовлена з модифікованого чавуну високої якості. У нижній частині передбачено 30 продувних вікон для газообміну. Масивний бурт втулки (див. рис.1.3) має свердління для підведення охолоджуючої рідини з зарубашечного простору дизеля в кришку циліндра. Змазка циліндрової втулки втулки реалізується за допомогою 2-х рядів отворів розташованих у верхній частині. З боку дзеркала кожен масляний отвір має розвинуті по довжині роздавальні канавки.



**Рисунок 1.3 – Втулка циліндра головного двигуна
типу 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8)**

Кришка циліндра (рис. 1.4) головного двигуна типу 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8) сталева колпачкового типу, виготовлена литтям. Вона має свердління для проходу охолоджуючої рідини. У кришці симетрично розміщено дві паливні форсунки, випускний клапан (у центрі), індикаторний кран (для фіксації індикаторної діаграми), а також запобіжний клапан. Кришка приєднується до

блоку циліндрів за допомогою 16 шпильок, що пропускають крізь порожнину сорочки охолодження верхній частині втулки циліндру.



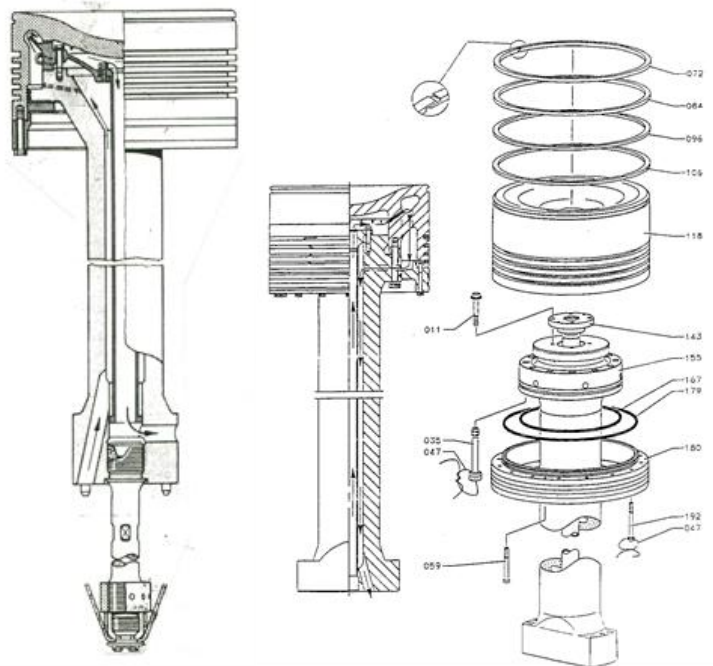
**Рисунок 1.4 – Кришка циліндра головного двигуна
типу 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8)**

Поршень (рис. 1.5) двигуна типу 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8) має сталеву жароміцну головку і укорочену чавунну спідницю. На поршні розміщено чотири компресійних кільця. Охолодження забезпечується маслом, яке підводиться до головки та відводиться за допомогою виконаного свердління у поперечині крейцкопфа та сталевій трубки, яку розміщено у середині штока поршня.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

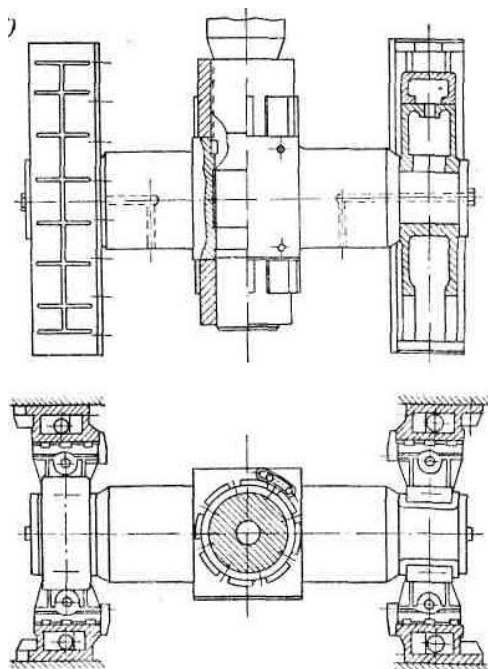
КРМ.142.6221мз.03.01.ПЗ

Аркуш



**Рисунок 1.5 – Поршень головного двигуна
типу 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8)**

Крейцкопф (рис. 1.6) двигуна типу 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8) – 2-сторонній (симетричний), з чотирма повзунами, поверхня яких залита білим металом.



**Рисунок 1.6 – Крейцкопф головного двигуна
типу 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8) з двостороннім повзуном**

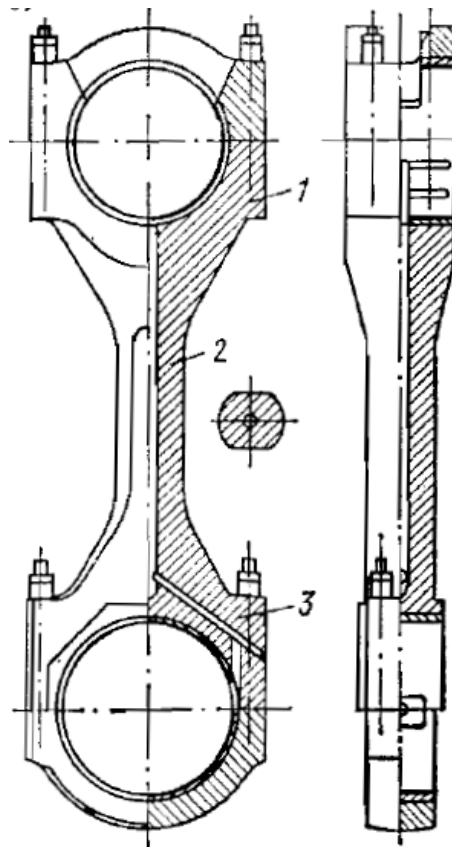
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6221мз.03.01.ПЗ

Аркуш

Поперечина крейцкопфу – сталева та кована зі просверленимим отворами-каналами для подачі масла. До поперечини крейцкопфа двигуна приєднується за допомогою різьби під'ятник штока поршня (див. рис. 1.6), а також коліно телескопа для забезпечення підведення змащення та масляна зливна труба охолодження головки поршня.

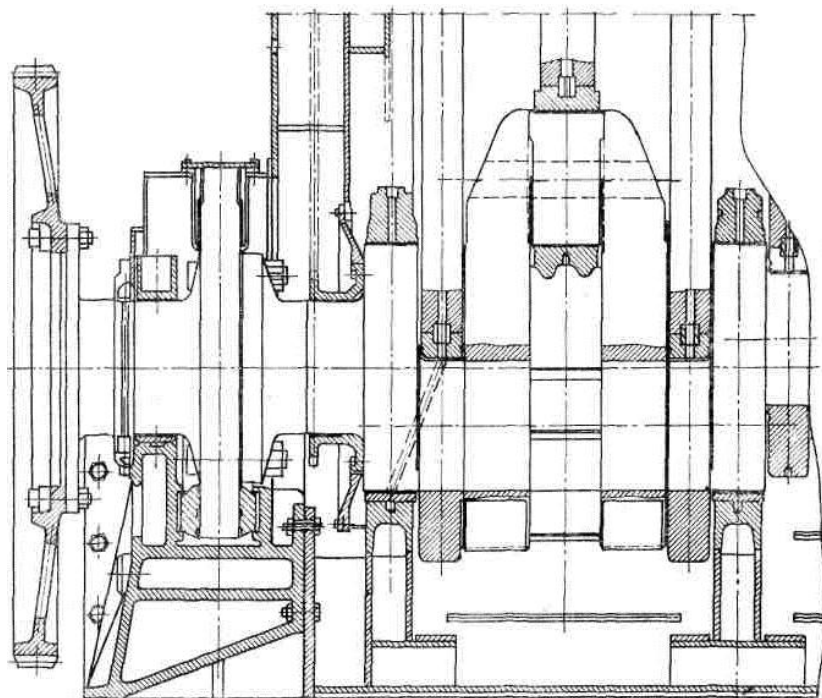
Шатун (рис. 1.7) двигуна типу 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8) виготовлено зі сталі литтям, куванням та подальшою механічною обробкою. Верхня і нижня головки шатуна невід'ємні. Усередині шатун двигуна 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8) є свердління (центральный отвір) для подачі масла від головного до мотильового підшипників вала.



**Рисунок 1.7 – Шатун головного двигуна
типу 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8)**

Колінчастий вал (рис. 1.8) двигуна типу 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8) сталевий. За конструктивним виконанням вал двигуна напівзіставний (кривошипи литі, а рамові шийки запресовані).

					КРМ.142.6221мз.03.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



**Рисунок 1.8 – Напівзіставний колінчастий вал головного двигуна
типу 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8)**

З носової частини на вал насаджена однорядна зірочка для приводу у рух до-поміжних валів з урівноважувачимим балансирами. З корми вала до нього крі-питься 2-рядна зірочка приводу розподільного вала. Упорний гребінь передачі з упорним підшипником розміщений у зазначеному вище відсіку приводів.

1.4. Висновок до розділу

Головний малообертовий двигун 6S90ME-C8 (6ДКРН 90/318,8) виробницт-ва фірми MAN B&W є досить сучасним та надійним двигуном, який має досить значний потенціал для можливої модернізування та подальшого вдосконалення, як конструкції так і робочого циклу. Двигун 6ДКРН 90/318,8 простої дії, з газо-турбінним наддувом, рядним, вертикальним розташуванням циліндрів, правого обертання застосовується у якості головного суднового та працює через пряму передачу на гребний гвинт. Одним з базових елементів дизеля є його паливна система, яка безпосередньо впливає на якість процесу згоряння та економічні показники і відповідно може бути об'єктом подальшого вдосконалення у роботі.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221мз.03.01.ПЗ

Аркуш

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК НОМІНАЛЬНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ СУДНОВОГО ДВИГУНА 6ДКРН 90/318,8

2.1. Основні вимоги до головного суднового двигуна

Для забезпечення максимальної економічності головного суднового двигуна при заданій потужності при проектуванні або модернізації потрібно звернути особливу увагу на головні параметри, що мають вплив на витрату палива та масла.

При виконанні модернізації або проектуванні нового двигуна потрібно обов'язково максимально врахувати усі можливі умови роботи двигуна навіть поза штатні. Причому варто відзначити, що надійність головного суднового двигуна забезпечується його раціональною конструкцією, відсутністю похибок в виконаних розрахунках, особливо це стосується розрахунків на міцність. Також новий або модернізований двигун повинен відповідати сучасним екологічним нормам, а також допустимому рівню шуму та вібрації.

Токсичність ВГ двигуна можна суттєво знизити шляхом раціональної організації процесу згоряння, а досягнення потрібного рівня шуму та вібрації – шляхом удосконалення конструкції та використання спеціальних гасників шуму та вібрації (глушників, ізолюючих матеріалів, амортизаторів тощо).

При конструктивному вдосконаленні, модернізації або створенні нового двигуна потрібно обов'язково забезпечити, легкий та вільний доступ до основних вузлів, максимально забезпечити можливу взаємозамінність деталей та вузлів, вільний демонтаж поршня із штоком (або шатуном у разі тронкового двигуна) через циліндр.

При цьому головний двигун не повинний бути захаращений зайвими трубопроводами, по можливості необхідно уникати використання навішаних на двигун деталей, а розміщувати їх окремо від дизеля.

Врахування зазначених вимог дозволить забезпечити високі економічні, екологічні та енергетичні показники двигуна з одночасною надійністю та безвідмовністю.

					<i>KPM.142.6221мз.03.02.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

2.2. Методика розрахунку робочого циклу суднового двигуна

Реальний або дійсний цикл поршневого двигуна внутрішнього згорання у значній мірі відрізняється від відомих ідеальних циклів. В реальному циклі ДВЗ (у робочому циліндрі) по-перше змінюється кількість робочого тіла, по-друге його склад та фізичні властивості. Так як швидкість згорання є кінцевою та присутня дисоціація продуктів згорання хімічна енергія, що міститься у паливі виділяється не миттєво, а поступово. Так в процесі розширення (при переміщенні поршня від ВМТ до НМТ) відбувається догорання палива, а також відновлення дисоційованих газів, з додатковим виділенням тепла. В реальному циклі робоче тіло має змінну теплоємність, що обумовлене змінним значенням температури та складу газів в циліндрі. Також реальному циклу притаманні теплові та аеродинамічні втрати, що у теоретичному або не враховується, або врахування йде за рахунок введення певних умовних коефіцієнтів.

Варто відзначити, що дійсний цикл на даний час не може бути точно описаний та реалізований із за недосконалості наявних розрахункових методик та високої складності процесів, що протікають в робочому циліндрі. Чим більш досконала методика використовується для описання теплового розрахунку, тим точніше розрахунковий цикл наближується до дійсного.

В розділі магістерської роботи для розрахунку суднового малообертового двигуна 6ДКРН 90/318,8 використовується класична розрахункова методика, розроблена В. І. Гріневецьким з подальшим вдосконаленням Є. К. Мазінгом. Запропонований Гріневецьким метод теплового розрахунку базується на загально відомих фундаментальних положеннях термодинаміки та термохімії. Методика досить повно охоплює усю сутність теплових явищ, що відбуваються в робочому циліндрі двигуна і являє собою потужний інженерний аналітичний апарат моделювання.

За допомогою методики Гріневецького – Мазінга можна:

– кількісно оцінювати явища, що відбуваються у двигуні як на стадії проектуванні так і при дослідженні існуючого зразка двигуна;

					КРМ.142.6221мз.03.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– надати загальну уяву про базові параметри циклу та фактори, що напряму впливають на робочий цикл;

– отримати значення параметрів стану робочого тіла у характерних точках циклу, а також усі ефективні показники (енергетичні та економічні) роботи двигуна. Не зважаючи на те, що робочий цикл описується простими термодинамічними процесами методика Гріневецького – Мазінга надає достатню для практики проектування та дослідження точність розрахунків, так як вона доповнена значною кількістю емпіричних коефіцієнтів, що залежать від реальних умов протікання процесів.

2.3. Розрахунок номінального режиму роботи суднового двигуна 6ДКРН 90/318,8 та побудова його індикаторної діаграми

Розрахунок робочого циклу суднового малообертового двигуна 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8) виробництва фірми *MAN B&W* за методикою Гріневецького – Мазінга виконано з використанням програмного продукту реалізованому у середовищі *Matcad* та є вільною для користування здобувачів освіти на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ. Початкові дані для розрахунку представлені у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Вихідні дані для розрахунку робочого циклу дизеля 6S90ME-C8 на номінальному режимі експлуатації

№ з.п.	Параметр	Розмірність	Значення
1	Ефективна потужність	N'_e , кВт	30423
2	Частота обертання	n , хв ⁻¹	78
3	Тиск навколишнього середовища	P_0 , МПа	0,1013
4	Температура навколишнього середовища	T_0 , К	293
5	Тиск наддуву	P_k , МПа	0,38
6	Коефіцієнт продувки	ϕ_a	1,2
7	Коефіцієнт залишкових газів	γ_r	0,04
8	Коефіцієнт використання тепла в точці z	ξ_z	0,94
9	Коефіцієнт використання тепла в точці b	ξ_b	0,98
10	Ступінь стиску	ε	14
11	Ступінь підвищення тиску при згорянні	λ	1,18
12	Підігрів заряду від стінок циліндру	ΔT_a , К	15
13	Частка ходу поршня втрачена на продувку	ϕ_n	0,07
14	Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми	ζ	0,99
15	Механічний ККД двигуна	η_m	0,94

16	Адіабатний ККД компресора	$\eta_{k.ad}$	0,77
17	Втрата тиску в повітроохолоджувачі	ΔP_{ox} , МПа	0,004
18	ККД повітроохолоджувача	η_o	0,85
19	Температура залишкових газів	T_r , К	700
20	Масовий склад палива (кг/кг)	C	0,87
		H	0,126
		S	0
		O	0,004
21	Нижча теплота згоряння палива	Q_H , кДж/кг	42700
22	Кількість циліндрів	i	6
23	Діаметр циліндра	D_c , м	0,9
24	Хід поршня	S , м	3,188
25	Коефіцієнт тактності	z	1
26	Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння	α	2,6
27	Показник адіабати повітря	k_B	1,4
28	Адіабатний ККД турбіни	$\eta_{t.ad}$	0,96
29	Механічний ККД турбіни	$\eta_{t.m}$	0,79
30	Температура охолоджуючої рідини на вході	T_w , К	300
31	Коефіцієнт втрат тиску на впуску	ξ_a	0,98
32	Відношення тиску перед турбіною до тиску за компресором	ψ_t	0,875

Процес наповнення забезпечує свіжим повітрям наступний процес згоряння. Чим більша кількість повітря потрапить у циліндр, тим більша кількість палива може там згоріти, а відповідно до цього буде більшою і потужність дизель за інших умов його роботи. Розрахунок процесу наповнення судового малообертового двигуна 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8) виконується у табличній формі (табл. 2.2).

Таблиця 2.2 – Розрахунок наповнення двигуна 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення	Значення
1	Температура повітря за компресором	T_k , К	$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1}{\eta_{kad}} \right]$	467,86
2	Температура повітря перед двигуном	T_s , К	$T_s = T_k - \eta_o \cdot (T_k - T_w)$	319,229
3	Температура заряду до кінця процесу наповнення	T_a , К	$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	344,451
4	Тиск повітря перед двигуном	P_s , МПа	$P_s = P_k - \Delta P_{ox}$	0,376
5	Тиск заряду до кінця процесу наповнення	P_a , МПа	$P_a = \xi_a \cdot P_s$	0,368
6	Коефіцієнт наповнення	η_H	$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_H)$	0,875

Процес стиснення забезпечує потрібні умови самозаймання циклової дози палива. Розрахунок процесу стиснення суднового малообертового двигуна 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8) виконується у табличній формі (табл. 2.3).

Таблиця 2.3 – Розрахунок стиснення двигуна 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення	Значення
1	Середня мольна ізохорна теплоємність повітря	c'_v , кДж/(кмоль·К)	$c'_v = 19.26 + 0.0025 \cdot T$	–
2	Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згоряння	c''_v , кДж/(кмоль·К)	$c''_v = 20.47 + 0.0036 \cdot T$	–
3	Теплоємність суміші повітря й залишкових газів на ході стиску	c''_{vc} , кДж/(кмоль·К)	$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} =$ $= a_{vc} - b_c \cdot T$ $b_c = 0,002516; a_{vc} = 19,277$	–
4	Середній показник політропи стиску	n_1	$n_1 - 1 = \frac{8.13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1-1})}$	1,363
5	Тиск наприкінці стиску	P_c , МПа	$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$	13,443
6	Температура наприкінці стиску	T_c , К	$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$	897,579

Процес згоряння є базовим процесом робочого циклу при якому хімічна енергія прихована у паливі перетворюється у теплову, яка потім трансформується у корисну механічну роботу у вигляді крутного моменту на вихідному фланці двигуна.

Займання палива відбувається завдяки попередньому процесу стиснення при якому температура повітря досягає значень самозаймання циклової дози палива.

Розрахунок процесу згоряння двигуна 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8) виконується у табличній формі (табл. 2.4).

Таблиця 2.4 – Розрахунок процесу згоряння циклової дози палива двигуна 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення	Значення
1	Дійсна кількість повітря для згоряння	L , кмоль/кг	$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	1,326
2	Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0	$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L}$	1,0239
3	Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β	$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,0229
4	Частка палива, що згоріла в точці z	x_z	$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b}$	0,959
5	Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z	β_z	$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z$	1,022
6	Теоретична кількість повітря для згоряння	L_0 , кмоль/кг	$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	0,495
7	Приріст об'єму продуктів згоряння	ΔM	$\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right)$	0,0316
8	Середня мольна ізохорна теплоємність у точці z	c''_{vz} , кДж/(кмоль·К)	$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} =$ $= a_{vz} + b_z \cdot T$ $a_{vz} = 19,71047; b_z = 0,00291$	—
9	Середня мольна ізохорна теплоємність у крапці b	c_{vb} , кДж/(кмоль·К)	$c_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} =$ $= a_{vb} + b_b \cdot T$ $a_{vb} = 19,72849; b_b = 0,002926$	—
10	Максимальна температура згоряння	T_z , К	$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + [c'_v + 8.314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_v + 8.314 \cdot \lambda)] \cdot T_c =$ $= \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$	1700,1
11	Максимальний тиск згоряння	P_z , МПа	$P_z = \lambda \cdot P_c$	15,862

Процес розширення або робочій хід відбувається при русі поршня від ВМТ до НМТ під час якого виробляється корисна робота двигуном. У розрахунковому циклі вважають, що процес розширення закінчується наприкінці ходу поршня у точці b (у НМТ). Однак у дійсному процесі розширення закінчується при відкритті органів газообміну двигуна. Розрахунок процесу розширення двигуна 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8) виконується у табличній формі (табл. 2.5).

					КРМ.142.6221мз.03.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 2.5 – Розрахунок робочого ходу двигуна 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення	Значення
1	Ступінь попереднього розширення	ρ	$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$	1,64
2	Ступінь наступного розширення	δ	$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$	8,536
3	Середній показник політропи розширення	n_2	$n_2 = \frac{8.314 \cdot \left(\frac{\beta_z}{\beta} \cdot T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H \cdot (\xi_b - \xi_z)}{L \cdot (1 + \gamma_r) \cdot \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} \cdot (a_{bz} + b_z \cdot T_z) \cdot T_z - (a_{bb} + b_b \cdot T_b) \cdot T_b} + 1$	1,288
4	Температура наприкінці процесу розширення	T_b , К	$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$	916,023
5	Тиск наприкінці процесу розширення	P_b , МПа	$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$	1,001

За результатами виконаних розрахунків усіх процесів робочого циклу двигуна 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8) визначаються індикаторні (внутрішні) та ефективні показники роботи табл. 2.6.

Таблиця 2.6 – Розрахунок індикаторних та ефективних показники двигуна 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення	Значення
1	Теоретичний середній індикаторний тиск	P'_i , МПа	$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]$	2,226
2	Дійсний середній індикаторний тиск	P_i , МПа	$P_i = P'_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n)$	2,049
3	Індикаторна питома витрата палива	g_i , кг/(кВт·год)	$b_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i}$	0,164
4	Індикаторний ККД	η_i	$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H}$	0,514
5	Середній ефективний тиск	P_e , МПа	$P_e = P_i \cdot \eta_m$	1,926
6	Ефективний ККД двигуна	η_e	$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$	0,48
7	Питома ефективна витрата палива	g_e , кг/(кВт·год)	$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}$	0,1745
8	Ефективна потужність двигуна	N_e кВт	$N_e = 13.1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i$	30500

9	Порівняння заданої й отриманої ефективної потужності двигуна	$\Delta N, \%$	$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e}$	0,249
---	--	----------------	-------------------------------------	-------

Розрахунок дійсного значення Π_k компресора на номінальному режимі роботи двигуна 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8) виконується у табл. 2.7.

Таблиця 2.7 – Дійсне значення Π_k компресора на номінальному режимі роботи двигуна 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8)

№ з/п	Найменування	Розмірність	Спосіб визначення	Значення
1	Витрата повітря через компресор	$G, \text{кг/с}$	$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_H \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a$	68,141
2	Витрата газів через турбіну	$G_t, \text{кг/с}$	$G_t = G + b_e \cdot \frac{N_e}{3600}$	69,62
3	Тиск газу перед турбіною	$P_r, \text{МПа}$	$P_r = \psi_t \cdot P_k$	0,359
4	Температура газу перед турбіною	$T_t, \text{К}$	$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}}$	728,152
5	Загальна кількість продуктів згоряння	$M_s, \text{кмоль}$	$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0.79 \cdot \alpha \cdot L_0)$	1,358
6	Універсальна газова постійна для відпрацьованих газів	$R_t, \text{Дж/кг} \cdot \text{К}$	$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461.6} + \frac{0.21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259.8} + \frac{0.79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296.8}}$	287,542
7	Показник адіабати розширення газу в турбіні	k_t	$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8.314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t}$	1,38
8	Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі	Π_k	$\Pi_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{k_t - 1} \right] \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_b}{k_b - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{kad}}} \right]^{\frac{1}{0.286}}$	3,782
9	Дійсний тиск наддування	$P_{kd}, \text{МПа}$	$P_{kd} = \Pi_k \cdot P_0$	0,3811
	Порівняння заданого й отриманого тиску наддуву	$\Delta P_k, \%$	$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}}$	0,081

Теоретична індикаторна діаграма у $p - V/V_c$ системі координат двигуна 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8) при роботі на номінальному режимі роботи будується у середовищі *Microsoft Excel*. Вихідні дані (табл. 2.8) обираються відповідно до виконаного розрахунку робочого циклу (табл. 2.1–2.7), а результати розрахунків подаються у табл. 2.9. Для побудови основних процесів циклу (стиснення та розширення) розрахунок їх точок виконується за рівняннями:

$$- \text{для процесу стиснення} - p = \frac{p_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}};$$

$$- \text{для процесу розширення} - p = \frac{p_z \cdot p^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}}.$$

Таблиця 2.8 – Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми на номінальному режимі роботи двигуна 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8)

№ з.п.	Параметр	Значення
1	Показник політропи стиснення n_1	1,363
2	Показник політропи розширення n_2	1,288
3	Тиск кінця стиснення p_c , МПа	13,443
4	Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	15,862
5	Ступінь попереднього розширення p	1,64
6	Ступінь стиснення ε	14

Таблиця 2.9 – Результати розрахунку крапок індикаторної діаграми на номінальному режимі роботи двигуна 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8)

№ з.п.	Параметр циклу		
	(V/V_c)	$P_{ст}$, МПа	$P_{разш}$, МПа
1	1,00	15,86	
2	1,00	13,44	15,86
3	1,64	6,85	15,86
4	2,26	4,43	10,51
5	2,88	3,19	7,69
6	3,49	2,44	5,99
7	4,11	1,96	4,85
8	4,73	1,62	4,05
9	5,35	1,37	3,46
10	5,97	1,18	3,01
11	6,58	1,03	2,65

12	7,20	0,91	2,36
13	7,82	0,81	2,12
14	8,44	0,73	1,92
15	9,06	0,67	1,76
16	9,67	0,61	1,61
17	10,29	0,56	1,49
18	10,91	0,52	1,38
19	11,53	0,48	1,29
20	12,15	0,45	1,20
21	12,76	0,42	1,13
22	13,38	0,39	1,06
23	14,00	0,37	1,00
24	14,00		0,37

P , МПа

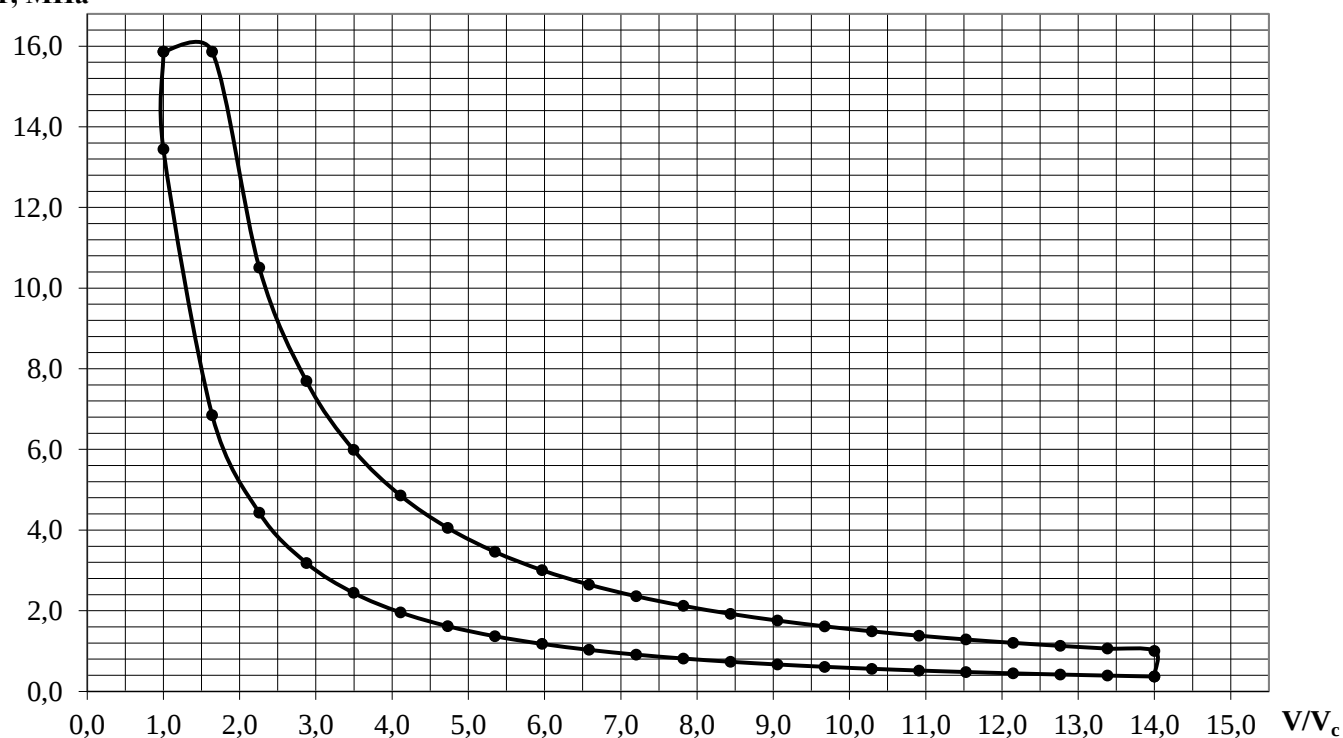


Рисунок 2.1 – Теоретична індикаторна діаграма у $p - V/V_c$ системі координат двигуна 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8) при роботі на номінальному режимі роботи

2.4. Висновок до розділу

У розділі проекту було виконано моделювання номінального режиму роботи суднового малообертового двигуна 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8) виробництва фірми *MAN B&W* за методикою Гріневецького – Мазінга. Усі отримані при розрахунках дані, що потребують контролю (відповідно до розділу 1) входять у допустимі межі та цілком відповідають роботі даного ГД на номінальному режимі.

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221мз.03.02.ПЗ

Аркуш

РОЗДІЛ 3

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ СУДНОВОГО ДВИГУНА БДКРН 90/318,8 З МЕТОЮ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОПОДІБНОГО ПАЛИВА

3.1. Постановка проблеми

Для забезпечення обслуговування морських автономних родовищ нафти, від яких фактично неможливо прокласти трубопровід на берег, здебільшого застосовують невеликі танкери. У період завантаження сирої нафти, коли вона ллється в суднові вантажні танки, значна кількість легких та летючих компонентів сирої нафти випаровуються. Ці пари прийнято називати *летючими органічними компонентами* (VOC). До складу VOC входять такі компоненти: метан, пропан, етан, бутан, пентан, а також деякі більш високі вуглеводні.

Дослідження відомої компанії *Stotoil* показали, що емісія летючих компонентів нафти в атмосферу на танкерах відбувається не тільки при завантаженні, але й під час плавання танкеру. Енергетичний потенціал, що втрачається при вивітрінні VOC в атмосферу, можна порівняти з загальною витратою важкого палива танкером за рейс.

Застосування летючих компонентів сирої нафти у якості палива для головного двигуна дозволяє знизити шкідливий вплив на навколишнє середовище, а також забезпечити економію важкого палива на судні. Використання VOC дозволяє знизити викиди парникових газів (у зв'язку зі зменшенням використання основного запасу важкого палива на судні), а також знизити емісію NO_x завдяки двопаливному режиму роботи ГД.

Виходячи з вище сказаного виникає проблема переобладнання паливної апаратури головного малообертового двигуна БДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8) виробництва фірми MAN B&W для використання VOC у якості основного палива.

Модернізація паливної системи енергетичної установки судна полягає у наступному:

— розробка системи для збору та зберігання летючих компонентів сирої нафти;

					КРМ.142.6221мз.03.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– модернізація паливної системи головного двигуна 6ДКРН 90/318,8 та організація робочого циклу для ефективного спалювання VOC замість важкого.

3.2. Розробка технічних рішень для реалізації можливості використання VOC головним двигуном

Для використання летючих компонентів нафти у якості основного палива конструкція головного малообертового двигуна 6ДКРН 90/318,8 та його паливна система потребує певних змін та модернізації:

- в кришці робочого циліндру потрібно розмістити чотири форсунки – дві для важкого палива та дві для газового (або використати двопаливні форсунки);
- встановлення додаткової паливної арматури (швидко-запідного, беззворотнього, запобіжного, управління очисткою клапанів на трубопровід підведення VOC).

На рис. 3.1 представлено можливий спосіб встановлення комбінованої газової форсунки в кришці робочого циліндра малообертового двигуна.

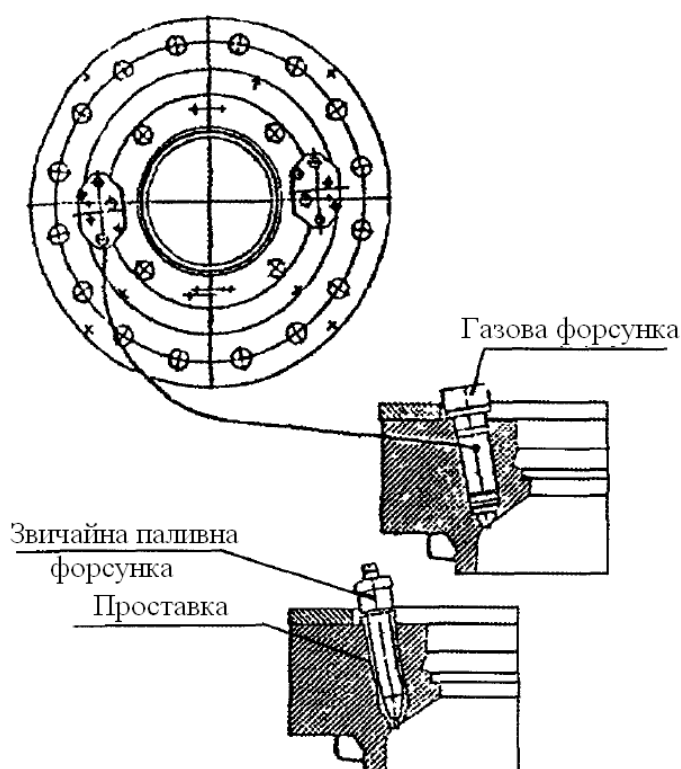


Рисунок 3.1 – Приклад розміщення комбінованої газової форсунки в кришці робочого циліндра малообертового двигуна

Робота головного двигуна за газодизельним циклом відбувається наступним чином. Циклова доза VOC попередньо підігрівається, стискається та впорскується насосом високого тиску (рис. 3.2) безпосередньо у камеру згоряння двигуна відразу після упорскування невеликої кількості дизельного палива – приблизно 8 % від загальної кількості циклової дози при 100 % навантаженні. Невелика кількість дизельного палива діє як запальна доза та забезпечує стабільне й надійне займання та горіння на всіх режимах роботи ГД.

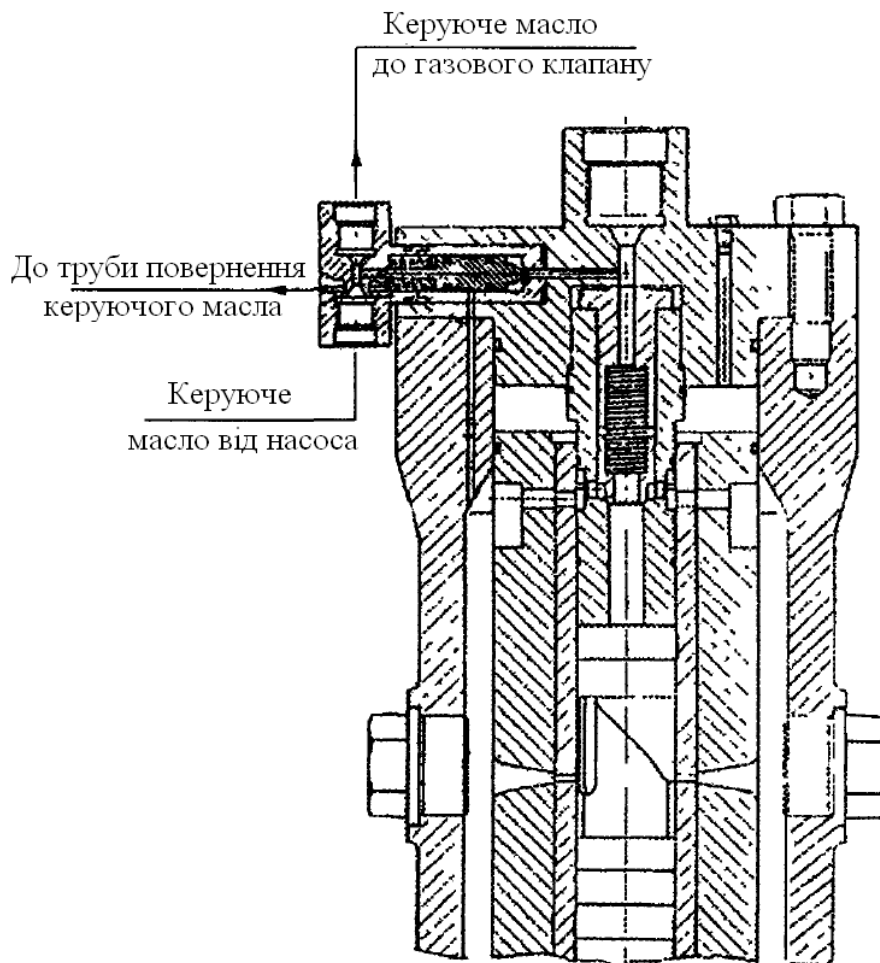


Рисунок 3.2 – Поперечний розріз паливного насоса високого тиску для здійснення упорскування летючих компонентів сирої нафти під високим тиском

Для керування газовими форсунками пропонується використовувати відому систему *Mechatronic*, яка дозволяє здійснювати також і комп'ютерний контроль. Система *Mechatronic* представляє собою об'єднану (двоконтурну) систему подачі палива (рис. 3.3).

Насосна масляна станція дизеля подає потік керуючого масла під високим тиском до керованого електронікою гідравлічного клапана (NC), який встановлюється на кожний циліндр дизеля. Летючі компоненти сирої нафти впорскуються у робочий циліндр у разі відкриття NC клапана, який відкриває потоку керуючого масла під високим тиском доступ до форсунок. Потік масла під надлишковим тиском відкриває форсунку впорскування VOC. Коли закінчиться подача циклової дози VOC у циліндр, тиск керуючого масла знизиться та навантажений пружиною шпindel ь форсунки закриває її і відповідно припиняє подачу VOC.

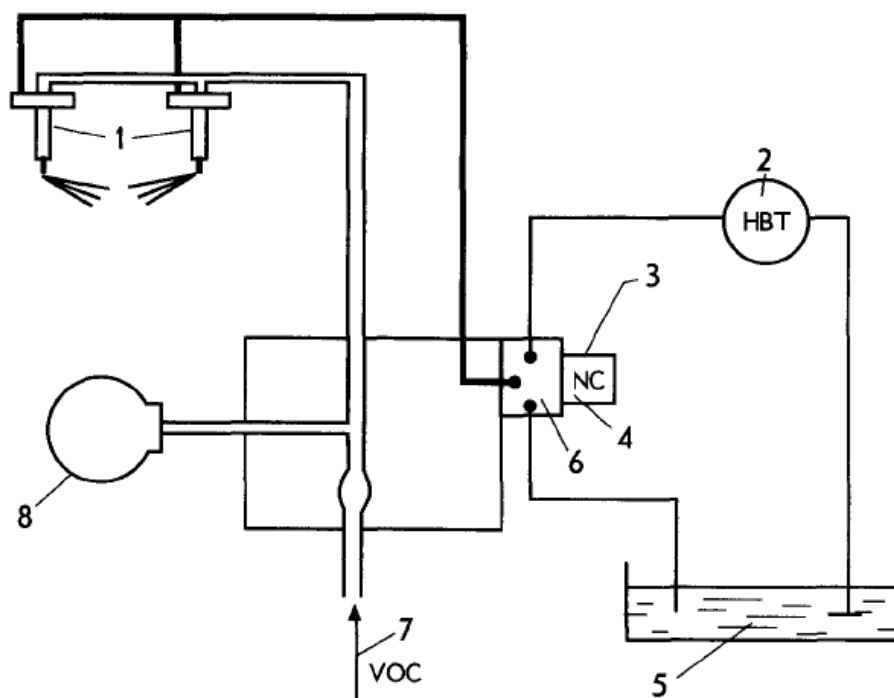


Рисунок 3.3 – Двоконтурна система впорскування стиснутого газу Mechatronic:

1 – форсунка для подачі газу (VOC); 2 – паливний насос високого тиску; 3 – електронний керуючий сигнал; 4 – клапан NC; 5 – ємність керуючого масла; 6 – блок клапанів; 7 – подача стиснутого газу (VOC); 8 – акумулятор

Така система паливоподачі дозволяє ефективно керувати фазами упорскування летючих компонентів сирої нафти відповідно до фаз упорскування запальної дози рідкого палива, що забезпечує максимальну якість процесу згоряння у робочому циліндрі головного двигуна. Однією з важливих вимог до будь якої двопаливної системи є можливість забезпечення роботи двигуна при будь-якому співвідношенні між рідким та газовим паливом.

У разі якщо відсутня достатня кількість газоподібного палива (VOC) система повинна збільшити кількість рідкого палива для забезпечення потрібної потужності двигуна. У разі якщо це трапиться при фіксованих фазах упорскування для рідкого палива та VOC, то тиск у циліндрі двигуна може значно зрости, що призведе до перевантаження дизеля. Система керування *Mechatronic* дає змогу керувати процесом упорскування VOC таким чином, що тиск у робочому циліндрі двигуна та закон горіння залишалися фактично сталим незалежно від співвідношення між кількості запальної дози палива та кількості газоподібного VOC. Таке керування процесом паливоподачі, яке забезпечується системою *Mechatronic* неможливо реалізувати при використанні стандартної системи упорскування газоподібного палива, яка керується розподільчим валом дизеля.

3.3. Оцінка ефективності використання VOC у двигуні 6ДКРН 90/318,8

Оцінка ефективності використання VOC у судновому малообертовому двигуні 6ДКРН 90/318,8 виробництва фірми MAN B&W виконується за рахунок розрахунку робочого циклу та визначення енергетичних та економічних показників дизеля. Розрахунок циклу двигуна 6ДКРН 90/318,8 при роботі на VOC виконано за допомогою програми «*Mix*», яка розроблена на кафедрі ДВЗ, У та ТЕ у середовищі Visual Basic. Програма розрахунку «*Mix*» призначена для моделювання робочого циклу поршневих двигунів, які працюють на змішаних видах палив, як нафтового походження, газових так і альтернативних. При розрахунку циклу двигуна 6ДКРН 90/318,8 вихідні дані обиралися на базі розділу 2 з урахуванням забезпечення заданої потужності при максимальній економічності й допустимих навантажень на деталі КШМ. Середній склад VOC представлено у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Хімічний склад летючих органічних компонентів сирої нафти

№ з.п.	Компонент	Хімічна формула	Вміст
1.	Метан	CH ₄	0,404
2.	Етан	C ₂ H ₆	0,21
3.	Пропан	C ₃ H ₈	0,106
4.	Бутан	C ₄ H ₁₀	0,127
5.	Пентан	C ₅ H ₁₂	0,153

**Розрахунок робочого циклу суднового малообертового двигуна 6ДКРН 90/318,8,
що працює на змішаному паливі (дизельне плюс VOC)**

Ефективна потужність ДВЗ визначається згідно залежності :

$$N_e = 13,1 \cdot D^2 \cdot S \cdot n \cdot z \cdot i \cdot P_e$$

Вихідні дані для визначених ефективних показників дизеля:

D – діаметр циліндра (м)	0,9
S – хід поршня (м)	3,188
n – частота обертання (хв^{-1})	78
z – тактність (2-х)	1
i – Число циліндрів	6

Для визначення середнього ефективний тиск P_e необхідно задати:

Тиск наддуву P_k (МПа)	0,38
Тиск навколишнього середовища P_o (МПа)	0,103
Температура навколишнього середовища T_o (К)	293
Показник політропи стиснення в компресорі n_k	1,8
Частка ходу поршня втрачена на газообмін ϕ_n	0,07

Інші вихідні дані:

Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння α	2,56
Коефіцієнт продувки ϕ_a	1,2
Коефіцієнт залишкових газів γ_r	0,04
Коефіцієнт використання тепла в точці ξ_z	0,94
Коефіцієнт використання тепла в точці ξ_b	0,98
Ступінь стиснення ϵ	14
Ступінь підвищення тиску при згорянні λ	1,18
Підігрів заряду від стінок циліндра ΔT (К)	15
Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ	0,99
Коефіцієнт втрати тиску в впускному колекторі ΔP	0,98
Механічний ККД двигуна η_m	0,94
Втрата тиску в повітроохолоджувачі ΔP_{ox} (МПа)	0,004
Зниження температури в повітроохолоджувачі ΔT_{ox} (К)	206

Температура залишкових газів T_r (К) 700

Склад палива:

Складова частка в суміші:

Рідке нафтове паливо..... 0,05

Газоподібне паливо 0,95

Рідке нафтове паливо (ДП):

– вуглець $C = 0,87$;

– водень $H_2 = 0,126$;

– сірка $S = 0$;

– кисень $O_2 = 0,004$;

– процентний вміст води $W = 0$.

Масовий склад газового палива (VOC):

– метан $CH_4 = 0,404$;

– етан $C_2H_6 = 0,21$;

– пропан $C_3H_8 = 0,106$;

– бутан $C_4H_{10} = 0,127$;

– пентан $C_5H_{12} = 0,153$.

Розрахунок процесу наповнення:

Температура повітря за компресором T_K (К)..... 525,2

Температура заряду перед двигуном T_s (К)..... 319,2

Температура заряду до кінця процесу наповнення T_a . (К).....348,3

Тиск повітря перед двигуном P_s (МПа)..... 0,379

Тиск заряду до кінця процесу наповнення P_a (МПа)..... 0,371

Коефіцієнт наповнення η_n 0,865

Розрахунок процесу стиску:

a_{vc} 19,2782

b_c 0,00252

Теплоємність газоповітряної суміші і залишкових газів на ході стиснення визначається за формулою:

$$c_{vc} = 19,2812 + 0,00252 \cdot T$$

					КРМ.142.6221мз.03.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Показник політропи стиснення n_1 1,3695
 Тиск в кінці стиснення P_c (МПа) 13,7879
 Температура в кінці стиснення T_c (К) 923,6

Розрахунок процесу згоряння:

Хімічний коефіцієнт молекулярного зміни β_o 0,9175
 Дійсний коефіцієнт молекулярного зміни β 0,9207
 Частка палива сгоревшая в точці z x_z 0,9592
 Коефіцієнт молекулярного зміни в точці z β_z 0,9239
 a_{vz} 19,7122
 b_z 0,00293
 a_{vb} 19,7689
 b_b 0,00295

Середня мольна ізохорна теплоємність в точці z визначається за формулою:

$$c_{vz} = 19,6952 + 0,00291 \cdot T$$

Середня мольна ізохорна теплоємність в точці b визначається за формулою:

$$c_{vb} = 19,7349 + 0,00292 \cdot T$$

Максимальна температура згоряння T_z (К) 1 888

Максимальний тиск згоряння P_z (МПа) 16,269

Розрахунок процесу розширення:

Ступінь попереднього розширення ρ 1,601
 Ступінь подальшого розширення δ 8,746
 Середній показник політропи розширення n_2 1,2800
 Температура в кінці процесу розширення T_b (К) ... 1 027,0
 Тиск в кінці процесу розширення P_b (МПа) 1,0136

Індикаторні показники:

Теоретичне середнє індикаторне тиск P'_i (МПа) 2,2202
 Дійсне середнє індикаторне тиск P_i (МПа) 2,0441
 Індикаторний ККД η_i 0,5
 Індикаторний питома витрата газу b_{ig} , $\text{м}^3/(\text{кВт} \cdot \text{год})$ 0,09
 Індикаторний питома витрата рідкого палива b_{ineft} , $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$... 0,0084

					КРМ.142.6221мз.03.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Індикаторна потужність двигуна N_i , кВт 32361,8

Ефективні показники:

Середній ефективний тиск P_e (МПа) 1,9215

Ефективний ККД двигуна η_e 0,4743

Ефективний питома витрата газу b_{eg} , м³/(кВт·год) 0,1

Ефективний питома витрата рідкого палива b_{eneft} , кг/(кВт·год) 0,0089

Ефективна потужність двигуна N_e , кВт 3 0420,1

Нижча теплотворна здатність нафтового палива Q_H , кДж/кг.....42 664,4

Нижча теплотворна здатність газового палива Q_g , кДж /м³ 74 960,5

У результаті розрахунку робочого циклу суднового малообертового двигуна 6ДКРН 90/318,8 виробництва фірми MAN B&W при роботі на VOC та отриманих параметрів роботи двигуна на дизельному паливі у розділі 2 можна провести аналіз ефективності проведеної модернізації. У таблиці 3.2 подано порівняння параметрів роботи двигуна 6ДКРН 90/318,8 на різних видах палива.

Таблиця 3.2 – Порівняння параметрів роботи суднового малообертового двигуна 6ДКРН 90/318,8 на дизельному та газовому паливі (VOC)

Найменування параметра	Одиниці вимірювання	Значення	
		ДТ	VOC
Тиск заряду до кінця процесу наповнення, P_a	МПа	0,368	0,371
Температура заряду до кінця процесу наповнення, T_a	К	344,451	348,3
Тиск в кінці стиснення, P_c	МПа	13,443	13,7879
Температура в кінці стиснення, T_c	К	897,579	923,6
Максимальна температура згоряння, T_z	К	1700,1	1888
Максимальний тиск згоряння, P_z	МПа	15,862	16,269
Температура в кінці процесу розширення, T_b	К	916,023	1027
Тиск в кінці процесу розширення, P_b	МПа	1,001	1,0136
Частота обертання колінчатого вала, n	об/хв	78	78
Ефективна отужність, N_e	кВт	30423	30420,1
Середній ефективний тиск, P_e	МПа	1,926	1,9215
Питома ефективна витрата палива, g_e	кг/(кВт·год)	0,1745	0,0089
Ефективний ККД	—	0,48	0,5
Питома ефективна витрата газу g_{eg}	м ³ /(кВт·год)	—	0,1

За результатами наведеними у табл. 3.2 видно, що судновий малообертовий двигун 6ДКРН 90/318,8 при роботі на газоподібному паливі (VOC) за основними ефективними показниками не поступається своїй роботі на ДП, а також у характерних точках робочого циклу (на індикаторній діаграмі рис. 3.4) значення тиску та температури робочого тіла практично співпадають з припустимою розбіжністю. При цьому потужність та динамічні навантаження на деталі КШМ залишаються без змін.

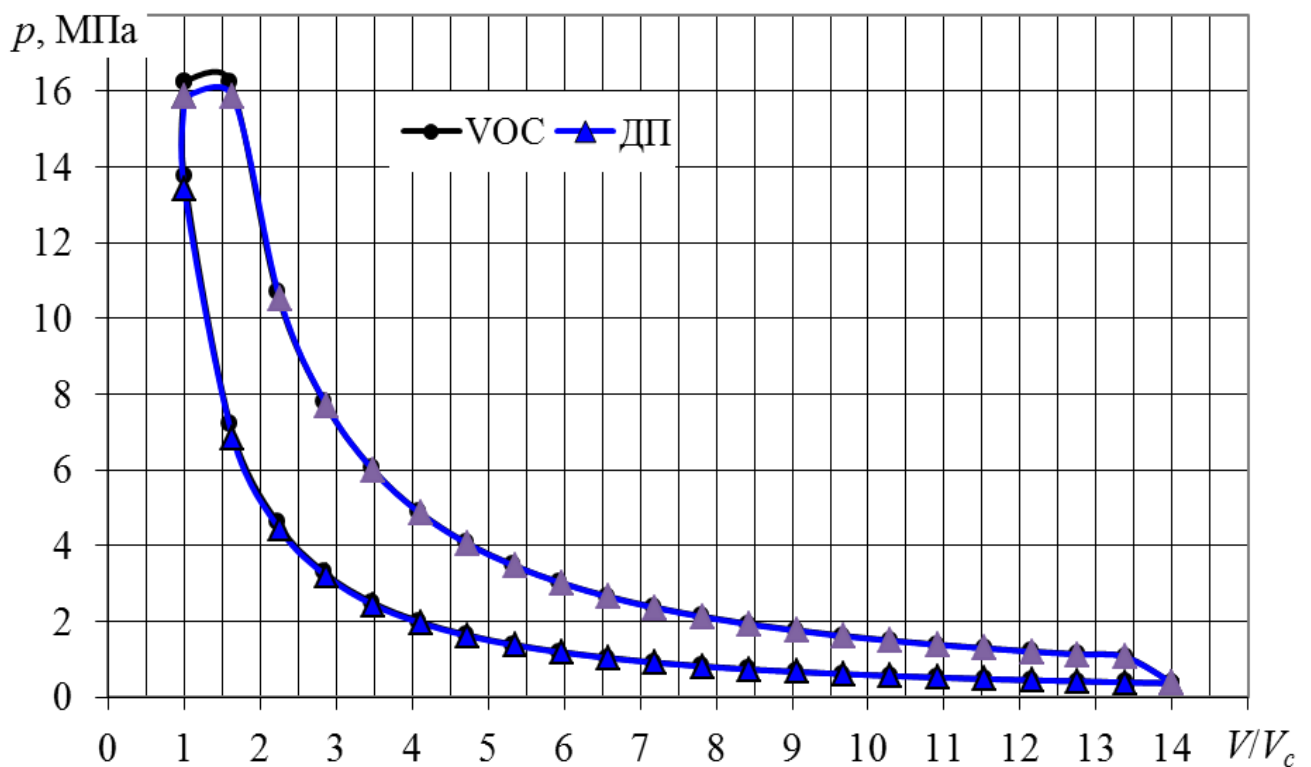


Рисунок 3.4 – Порівняння індикаторних діаграм роботи двигуна 6ДКРН 90/318,8 на дизельному та газовому паливі (VOC)

3.4. Розробка елемента паливної системи двигуні 6ДКРН 90/318,8 з метою використання VOC

Великі малообертові двотактні дизельні двигуни крейцкопфного типу до яких належить модернізований двигун 6ДКРН 90/318,8 виробництва фірми MAN B&W зазвичай використовують у енергетичних установках великих суден чи первинного приводу на електростанціях. Дуже часто двигуни цього типу працюють

на важкому дистилятному паливі чи на мазуті. Останнім часом спостерігається тенденція використання МОД, що мають можливість працювати з альтернативними видами палива, такими як різні гази (до якого можна віднести і VOC). VOC як і природний газ, є відносно чистим видом палива, що призводить до значного зменшення рівнів оксидів сірки, NO_x та CO_2 у ВГ.

Однією проблем використання газового палива в МОД є передбачуваність самозаймання газу, що напряму впливає на характеристику тепловиділення. Ця проблема вирішується використанням запальної дози рідкого палива, яка подається разом з упорскуванням газоподібного палива. Це дає змогу забезпечити надійне та правильне за часом запалювання газоподібного палива.

Використання двох видів палива потребує встановлення додаткового обладнання, зокрема двох додаткових паливних форсунок. Таке технічне рішення ускладнює конструкцію кришки робочого циліндру двигуна. Більш раціональним є застосування двопаливної форсунки (рис.3.5). Паливна форсунка має подовжений корпус 1 та розпилювач 3. На торці корпусу 1 виконано велика кількість прохідних отворів (канал для масла контуру керування 11; канал для подачі запального рідкого палива 13; канал для виявлення витоку газу 16). Торець корпусу 1 виконаний збільшеним з утворенням головної частини на якому виконано отвори для кріплення форсунки до двигуна.

Розпилювач 3 має соплові отвори 5, які розподілені по довжині та в радіальному напрямку навколо розпилювача. Кінчик розпилювача закритий. Задня частина розпилювача 3 з'єднана з переднім кінцем корпусу 1, причому робоча порожнина 4 у розпилювачі відкрита у напрямку до корпусу 1.

Виконана з можливістю осьового зміщення голка 7 форсунки з можливістю переміщення розміщена в отворі в корпусі 1. Голка 7 має кінчик, виконаний з можливістю входу в ущільнювальну взаємодію із сідлом 10, яке виконано в корпусі. Корпус забезпечений прохідним отвором 2 для подачі газу. Прохідний отвір 2 для впуску газоподібного палива з'єднаний із камерою 6 для газоподібного палива, яка оточує частину голки 7.

					КРМ.142.6221мз.03.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

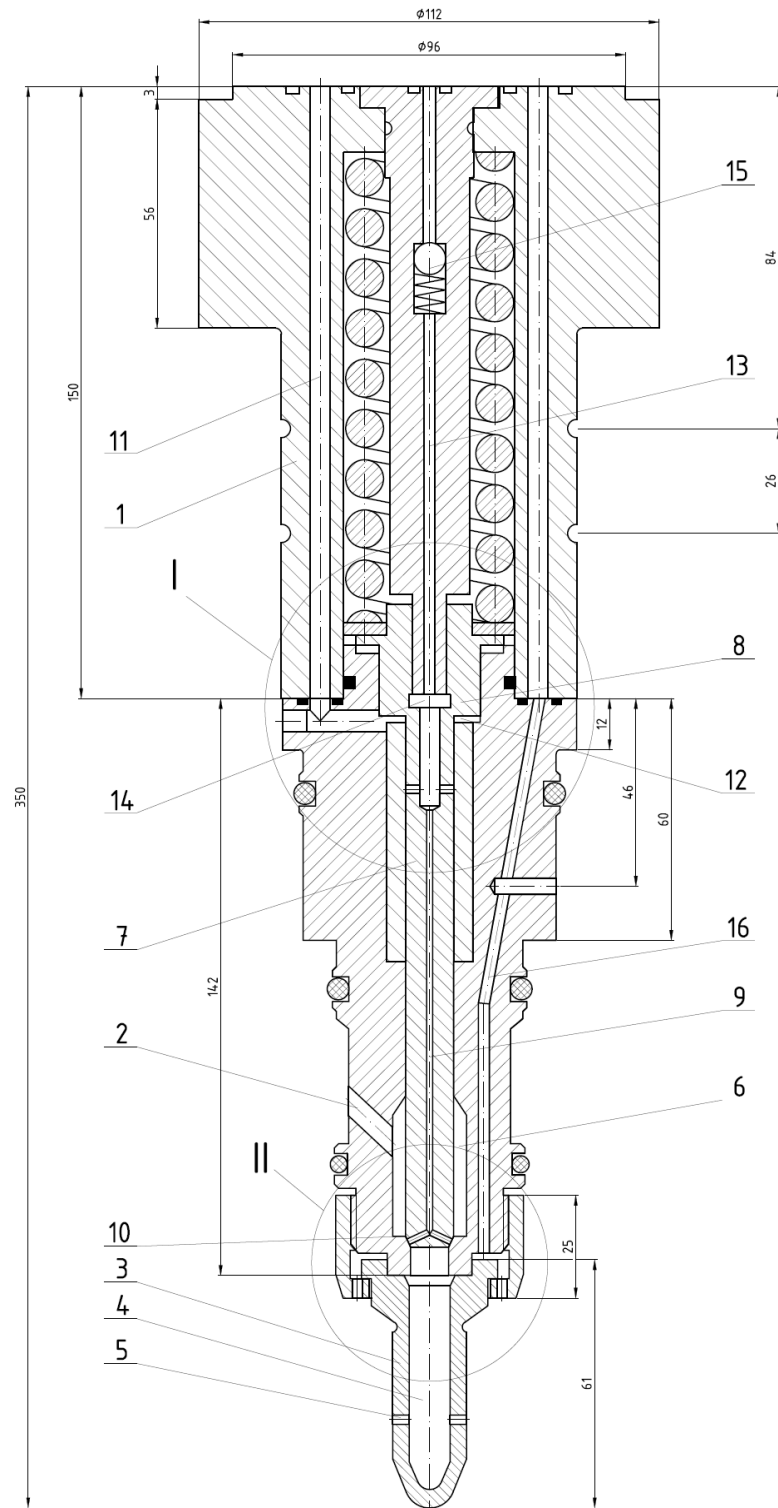


Рисунок 3.5 – Двопаливна форсунка суднового двигуна 6ДКРН 90/318,8:

1 – корпус; 2 – прохідний отвір для подачі газу; 3 – розпилювач; 4 – робоча порожнина; 5 – соплові отвори; 6 – камера для газоподібного палива; 7 – голка; 8 – привідний поршень; 9 – осьовий канал; 10 – сідло; 11 – канал для масла контуру керування; 12 – привідна камера; 13 – канал для подачі запального рідкого палива; 14 – насосна камера; 15 – незворотній клапан; 16 – канал для виявлення витоку газу

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221мз.03.03.ПЗ

Аркуш

Сідло 10 розташоване між камерою 6 для газоподібного палива і робочим простором 4, так що газоподібне паливо може протікати від камери 6 для газоподібного палива до робочого простору 4, коли голка 7 піднята. Із робочого простору 4 газоподібне паливо може надходити в камеру згоряння двигуна 6ДКРН 90/318,8 через соплові отвори 5.

Виконана з можливістю осьового зміщення голка 7 форсунки має закрите положення і відкрите положення. У закритому положенні виконана з можливістю осьового зміщення голка 7 клапана впирається в сідло 10. У своєму закритому положенні виконана з можливістю осьового зміщення голка 7 в такий спосіб запобігає протіканню від прохідного отвору 2 для впуску газоподібного палива до розпилювача 3. У своєму відкритому положенні виконана з можливістю осьового зміщення голка 7 піднята від сідла 10 із забезпеченням, таким чином, протікання від прохідного отвору 2 для впуску газоподібного палива до розпилювача 3.

Попередньо напружена гвинтова пружина діє на виконану з можливістю осьового зсуву голку 7 і зміщує її у напрямку до свого закритого положення на сідлі 10. Однак слід зазначити, що для зміщення голки 7 в напрямку до свого закритого положення можуть бути використані інші засоби, як-от тиск газу або тиск масла.

Паливний форсунка забезпечена приводною системою для керованого переміщення виконаної з можливістю осьового зміщення голки 7 між своїм закритим положенням і своїм відкритим положенням.

Паливний форсунка містить виконаний з можливістю осьового зсуву привідний поршень 8, який з можливістю свого переміщення розміщений у циліндричній ділянці корпусу 1. Привідний поршень 8 утворює разом із корпусом 1 приводну камеру 12.

Однак слід зазначити, що приводний поршень 8 може бути функціонально з'єднаний з голкою 7 різними способами, такими як шляхом різьбового з'єднання або за допомогою зварювання, і в переважному варіанті реалізації приводний поршень 8 здійснює переміщення разом з голкою 7, хоча це не є обов'язковою умовою.

					<i>KPM.142.6221мз.03.03.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Привідна камера 12 з'єднана з каналом для подачі масла контуру керування 11. Прохідний отвір 11 для подачі масла контуру керування з'єднаний з електронним клапаном для масла контуру керування, який у свою чергу з'єднаний з джерелом масла високого тиску.

Приводний поршень 8 переважно забезпечений концентричним циліндром, який відкритий у напрямку до заднього кінця корпусу, а всередині цього циліндра з можливістю переміщення розміщений нерухомий поршень. Приводний поршень 8 виконаний з можливістю зміщення щодо нерухомого поршня. Циліндр усередині приводного поршня 8 утворює насосну камеру 14 разом із нерухомим поршнем.

Корпус 1 забезпечений каналом 13 для подачі запального рідкого палива, який поєднано з джерелом запального рідкого палива. Канал 13 для подачі запального рідкого палива з'єднується з насосною камерою 14. Незворотній клапан 15 розміщений у каналі 13 для запального рідкого палива призначений для запобігання зворотного протікання від насосної камери 14 до каналу 13.

Осьовий канал 9 для впорскування запального рідкого палива проходить в осьовому напрямку всередині виконаної з можливістю осьового зсуву голки 7. Насосна камера 14 має вхідний отвір, сполучений по текучому середовищу каналом 13 для запального рідкого палива і вихідний отвір, сполучений з першим кінцем каналу 9 для впорскування запального рідкого палива.

Другий кінець каналу 9 для впорскування запального рідкого палива закінчується на кінчику виконаної з можливістю осьового зсуву голки 7 клапана, і другий кінець каналу 9 для впорскування запального рідкого палива виконаний з можливістю впорскування запального рідкого палива в робочий простір 4 усередині розпилювача 3.

Насосна камера 14 стиснута, коли голка 7 переміщена із закритого положення у відкрите положення, оскільки в такий спосіб приводний поршень 8 переміщено в напрямку до самого заднього кінця корпусу 1.

Насосна камера 14 розширена, коли голка 7 переміщена з відкритого положення в закрите положення, оскільки в такий спосіб приводний поршень 8 пере-

					<i>KPM.142.6221мз.03.03.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

міщений від самого заднього кінця корпусу 1. Другий кінець каналу 9 для впорскування запального рідкого палива з'єднаний за текучим середовищем із розпилювачем 3, тож запальне рідке паливо надходить до розпилювача під час стискання насосної камери 18. Під час розширення насосна камера наповнюється запальним рідким паливом із джерела запального клапана через канал 13 для подавання запального рідкого палива.

Процесом впорскування газоподібного палива (VOC) керують за допомогою електронного блока керування через тривалість часу відкриття паливної форсунки. Таким чином, за сигналом від електронного блока керування, тиск масла контуру керування в приводній камері 11 збільшується, і голка 7 піднімається від сидла 10 із переміщенням зі свого закритого положення у своє відкрите положення. Голка 7 завжди виконуватиме повний хід зі свого закритого положення у своє відкрите положення, коли тиск масла контуру керування збільшується та збільшений тиск у приводній камері 12 підтискає приводний поршень 8 проти зусилля гвинтової пружини в осьовому напрямку від розпилювача 3 та сидла 10.

Під час цього переміщення насосна камера 14 стискається і запальне рідке паливо видавлюється з насосної камери 14 та через канал 9 для впорскування запального рідкого палива запальне рідке паливо впорскується з кінчика виконаної з можливістю осьового зсуву голки 7 в робочий простір 4. Хід приводного поршня і діаметр нерухомого насосного поршня визначають кількість запального рідкого палива, що подається на кожний цикл впорскування. Таким чином, потрібну кількість запального рідкого палива, необхідну для згоряння, отримують шляхом вибору відповідного ходу приводного поршня 8 і відповідного діаметра насосного поршня.

На рис. 3.6 наведено схему подачі газу з системою керування та спосіб встановлення двопаливної форсунки для подачі VOC в кришці робочого циліндра.

Розрахунок деталей двопаливної форсунки (рис. 3.5) суднового малооборотного дизеля 6ДКРН 90/318,8 виробництва фірми MAN B&W виконується у табличній формі – табл. 3.3 – 3.5.

					КРМ.142.6221мз.03.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

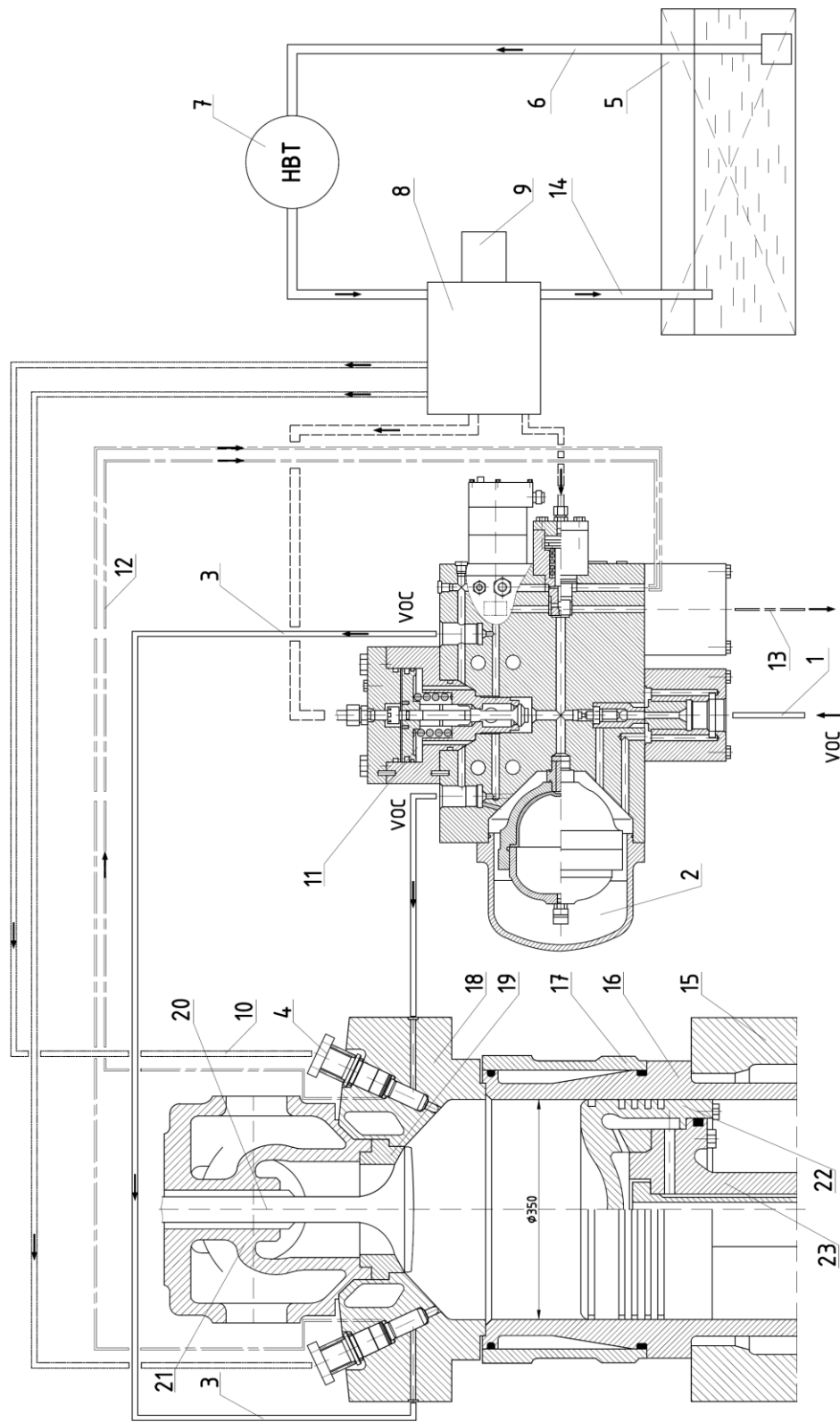


Рисунок 3.6 – Схема подачі VOC з системою керування для МОД 6ДКРН 90/318,8 :

1 – подача стисненого газу (VOC); 2 – акумулятор стисненого газу (VOC); 3 – подача VOC до форсунок; 4 – двопаливні форсунки; 5 – резервуар системи керування маслом; 6 – подача масла до насоса; 7 – насос високого тиску; 8 – блок клапанів; 9 – блок електронного керування процесом уприскування; 10 – подача керуючого масла; 11 – клапан відсічний; 12 – вентиль парів VOC; 13 – вихід вентиляції парів VOC; 14 – злив керуючого масла; 15 – блок циліндра двигуна; 16 – втулка; 17 – сорочка цилінду; 18 – кришка; 19 – сідло випускного клапану; 20 – клапан випускний; 21 – корпус випускного клапану; 22 – поршень; 23 – шток поршня

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221мз.03.03.ПЗ

Аркуш

Таблиця 3.3 – Розрахунок пружини двопаливної форсунки дизеля 6ДКРН 90/318,8

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
1.	$D_{\text{оф}}$, мм	—	32	Середній діаметр пружини паливної форсунки
2.	$d_{\text{оф}}$, мм	—	9,5	Діаметр проволочки форсунки
3.	$C_{\text{пр}}$	$C_{\text{пр}} = \frac{D_{\text{оф}}}{d_{\text{пф}}}$	3,37	Індекс пружини форсунки
4.	$K_{\text{ж}}$, кН/м	$K_{\text{ж}} = \frac{G \cdot d_{\text{пф}}^4}{8 \cdot D_{\text{оф}}^3 \cdot K_{\text{п2}} \cdot i_{\text{р}}}$	3012,32	Жорсткість пружини
5.	$I_{\text{р}}$	$I_{\text{р}} = \frac{G \cdot d_{\text{пф}}^4}{8 \cdot D_{\text{оф}}^3 \cdot K_{\text{п2}} \cdot K_{\text{ж}}}$	12	Число робочих витків пружини паливної форсунки
6.	$I_{\text{п}}$	$I_{\text{п}} = I_{\text{р}} + I_{\text{оп}}$	14	Повне число витків пружини
7.	P_1 , Н	$P_1 = P_{\text{нв}} \cdot F_{\text{д}}$	901,6	Сила попереднього затягування пружини паливної форсунки
8.	$P_{\text{то}} + P_{\text{г}}$, Н	$P_{\text{то}} + P_{\text{г}} = 0,785 \cdot [0,5 \cdot (P_z + P_{\text{сж}}) \cdot d_{\text{к}}^2 + P_{\text{то}} \cdot (d_{\text{и}}^2 + d_{\text{к}}^2)]$	335,49	Сумарне значення тиску
9.	$\frac{P_1}{P_{\text{то}} + P_{\text{г}}}$	$\frac{P_1}{P_{\text{то}} + P_{\text{г}}} \geq 1,3$	2,68	Оцінка можливості прориву робочих газів через запірний конус розпилювача форсунки дизеля
10.	$P_{\text{уп}}$, Н	$P_{\text{уп}} = P_1 + K_{\text{ж}} \cdot h_{\text{г}}$	3913,92	Сила, що стискає пружину при підйомі голки форсунки до свого упору
11.	$t_{\text{и}}$, с	$t_{\text{и}} = \frac{\alpha_{\text{п}}}{6 \cdot n}$	$0,439 \cdot 10^{-3}$	Час відриву від замикаючого конусу розпилювача
12.	V_{MAX} , м/с	$V_{\text{MAX}} = \frac{2 \cdot h_{\text{и}}}{t_{\text{и}}}$	4,56	Швидкість відриву від замикаючого конусу розпилювача
13.	$m_{\text{п}}$, кг	$m_{\text{п}} = 6,45 \cdot 10^{-6} \cdot D_{\text{оф}} \cdot d_{\text{пф}}^2 \cdot i_{\text{п}}$	0,26078	Маса пружини
14.	M , кг	$M = m_{\text{и}} + m_{\text{ш}} + m_{\text{п}} / 3$	0,1439	Маса рухомих деталей
15.	P_2 , Н	$P_2 = \sqrt{P_1^2 + M \cdot V_{\text{MAX}}^2 \cdot K_{\text{ж}}}$	3134,98	Сила, що діє на пружину форсунки у момент відриву від замикаючого конусу розпилювача. Так як $P_{\text{уп}} > P_2$, то для подальших розрахунків приймаємо $P_{\text{п}} = P_{\text{уп}}$.
16.	δ_3	—	0,6	Відносний інерційний зазор

17.	$P_3, \text{ Н}$	$P_3 = \frac{P_{II}}{1 - \delta_3}$	9784,8	Максимальна сила, що стискає пружину форсунки до можливого дотику витків пружини
18.	$\tau, \text{ Па}$	$\tau = \frac{2,55 \cdot D_{\text{оф}} \cdot K_{II} \cdot P}{d_{II\Phi}^3}$	$150375,3 \cdot P$	Визначення напруг від кручення матеріалу пружини форсунки
19.	$\tau_1, \text{ МПа}$	$\tau_1 = R \cdot P_1$	135,6	При попередньому зтягуванні пружини форсунки дизеля
20.	$\tau_2, \text{ МПа}$	$\tau_2 = R \cdot P_p$ ($\tau_2 < 675 \text{ МПа}$)	88,5	При попередньому зтягуванні пружини форсунки (при дійсній робочій силі)
21.	$\tau_3, \text{ МПа}$	$\tau_3 = R \cdot P_3$ ($\tau_3 < 940 \text{ МПа}$)	221,26	При попередньому зтягуванні пружини форсунки (при стискуванні пружини форсунки дизеля до можливого дотику витків)
22.	$\alpha_d, \text{ МПа}$	$\alpha_d = 240 \cdot 10^6 - 0,51 \cdot 10^{-9} \cdot (\tau_2 - 98 \cdot 10^6)^2$	239,95	Допустимий розмір коливань пружини форсунки
23.	$\alpha_\tau, \text{ МПа}$	$\alpha_\tau = \tau_1 - \tau_2$	47,07	Дійсний розмах коливань
24.	K_{II}	$K_{II} = \frac{\alpha_d}{\alpha_\tau} > 1,2$	2,51	Визначення відносного фактору запасу міцності
25.	$V_{KP} \text{ м/с}$	$V_{KP} = \frac{\tau_3 \cdot \left(1 - \frac{P_p}{P_2}\right)}{\sqrt{2 \cdot G \cdot \rho}}$	5,1	Критична швидкість
26.	$\frac{V_{MAX}}{V_{KP}}$	$\frac{V_{MAX}}{V_{KP}} < 1$	0,987	Перевірка відсутності можливого зіткнення витків пружини форсунки
27.	$F_1, \text{ м}$	$F_1 = \frac{P_1}{K_{ж}}$	0,000299	Попередня деформація пружини паливної форсунки
28.	$F_p, \text{ м}$	$F_p = \frac{P_p}{K_{ж}}$	0,001299	Робоча деформація пружини паливної форсунки
29.	$F_3, \text{ м}$	$F_3 = \frac{P_3}{K_{жс}}$	0,003248	Максимальна деформація пружини паливної форсунки до зіткнення витків
30.	$f_3, \text{ м}$	$f_3 = \frac{8 \cdot D_{\text{оф}}^3 \cdot K_{II2} \cdot P_3}{G \cdot d_{II\Phi}^4}$	$2,57 \cdot 10^{-6}$	Максимальна деформація одного витка пружини паливної форсунки
31.	$n_c, \text{ хв}^{-1}$	$n_c = 2,17 \cdot 10^7 \cdot \frac{d_{II\Phi}}{i_p \cdot D_{\text{оф}}^2}$	16776,5	Нижча власна частота коливань пружини паливної форсунки
32.	$\frac{n_c}{n_k}$	$\frac{n_c}{n_k} > 10$	35,3	Перевірка пружини паливної форсунки на резонанс
33.	$H_3, \text{ мм}$	$H_3 = (i_p + 2) \cdot d_\phi$	133	Висота пружини форсунки

				ки, у разі стиснутих до дотику витків
34.	H_0 , мм	$H_0 = H_3 + F_3$	143	Висота пружини форсунки у своєму вільному стані
35.	$\frac{H_0}{D_{\text{оф}}}$	$\frac{H_0}{D_{\text{оф}}} < 8$	4,46	Перевірка пружини форсунки на стійкість
36.	H_1 , мм	$H_1 = H_0 - F_1$	142,7	Визначення висоти пружини форсунки при попередній деформації
37.	H_2 , мм	$H_2 = H_0 - F_p$	141,7	Визначення висоти пружини форсунки при робочій деформації
38.	t , мм	$t = f_3 + d_{\text{пф}}$	9,5	Крок пружини форсунки дизеля
39.	L , мм	$L = 3,2 \cdot D_{\text{оф}} \cdot I_{\text{п}}$	1433,6	Довжина розгорнутої пружини форсунки дизеля

Таблиця 3.4 – Розрахунок корпусу розпилювача двопаливної форсунки дизеля 6ДКРН 90/318,8

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
1.	l_3 , м	—	0,032	Довжина частини корпусу розпилювача форсунка, яка затискається гайкою
2.	F_3 , м ²	—	$8,564 \cdot 10^{-5}$	площа поперечного розрізу частини корпусу розпилювача форсунка, яка затискається гайкою
3.	q , МПа	(50...200 МПа)	200	питомий тиск на торці розпилювача форсунки, що забезпечує ущільнення каналу високого тиску
4.	P_3 , МН	$P_3 = q \cdot F_3$	0,0171	осьове зусилля затяжки накидної гайки форсунки дизеля
5.	$\delta_{\text{ДЕ}}$, мкм	$\delta_{\text{ДЕ}} = \frac{10^6 \cdot P_3 \cdot l_3}{F_3 \cdot E}$	29,09	Деформація корпусу розпилювача паливної форсунка від зусилля затяжки гайки

Таблиця 3.5 – Розрахунок стрижня з осьовим каналом двопаливної форсунки дизеля 6ДКРН 90/318,8

№ з/п	Позначення	Спосіб визначення або вибору	Значення	Найменування
1.	$d_{ст}, \text{ м}$	–	0,012	Найменший діаметр стрижня з осьовим каналом
2.	$\sigma_{сж}, \text{ МПа}$	$\sigma_{сж} = \frac{4 \cdot P_{уп}}{\pi \cdot d_{шт}^2}$	34,6	Напруження стиску в мінімальному перерізі (не перевищує допустимого значення у $[\sigma_{сж}] = 300 \text{ МПа}$)
3.	$l_{шт}, \text{ м}$	–	0,160	Довжина
4.	$I_{шт}, \text{ м}^4$	$I_{шт} = \frac{\pi \cdot d_{шт}^4}{64}$	$1,017 \cdot 10^{-9}$	Момент інерції мінімального поперечного перетину
5.	$n_y, \text{ МПа}$	$n_y = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{шт}}{P_{уп} \cdot l_{шт}^2},$	22,02	Запас стійкості (розрахований запас стійкості від вигину набагато більше ніж допустиме значення у $[n_y] = 2,5 \text{ МПа}$)

3.5. Висновок до розділу

У розділі модернізовано паливну систему малообертового дизеля 6ДКРН 90/318,8 виробництва фірми MAN B&W для забезпечення використання летючих органічних компонентів нафти (VOC) у якості основного палива.

Виконана оцінка ефективності використання VOC у судновому малообертовому двигуні 6ДКРН 90/318,8 за рахунок розрахунку робочого циклу та визначення енергетичних та економічних показників. За результатами оцінки встановлено, що судновий малообертовий двигун 6ДКРН 90/318,8 при роботі на газоподібному паливі (VOC) за основними ефективними показниками не поступається своїй роботі на ДП, а також у характерних точках робочого циклу значення тиску та температури робочого тіла практично співпадають з припустимою розбіжністю. При цьому потужність та динамічні навантаження на деталі КШМ залишаються без змін.

Двигун 6ДКРН 90/318,8 при роботі на VOC забезпечує ефективну потужність 30420,1 кВт при частоті обертання колінчастого валу 78 хв^{-1} з середнім ефе-

ктивним тиском у 1,92 МПа. Питома ефективна витрата запального дизельного палива становить 0,0089 кг/(кВт·год), газового палива VOC – 0,1 м³/(кВт·год).

Виконано розробку двопаливної форсунки для забезпечення роботи двигуна 6ДКРН 90/318,8 за газодизельним циклом. Розроблена система подачі VOC та двопаливна форсунка представлені кресленнями формату А1.

					<i>KPM.142.6221мз.03.03.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ МОДЕРНІЗАЦІЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ СУДНОВОГО ДВИГУНА 6ДКРН 90/318,8 З МЕТОЮ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОПОДІБНОГО ПАЛИВА

4.1. Загальні положення

Правильна оцінка економічної ефективності нової або модернізованої техніки слугує підґрунтям для ухвалення рішення щодо її виготовлення та сприяє визначенню цін на нову чи модернізовану продукцію. У досить ширшому сенсі оцінка економічної ефективності дає змогу зробити висновок щодо техніко-економічного рівня виробництва та скласти об'єктивне уявлення про тенденції його технічного розвитку. Під новою технікою під час виконання техніко-економічних розрахунків розуміють як абсолютно нові (оригінальні) моделі технічних систем або устаткування, що значно відрізняються від існуючих, так і вдосконалені (тобто ті, що випускали раніше але пройшли модернізацію). Основним критерієм економічної оцінки нової техніки є річний економічний ефект. Також слід розрізняти між собою фактичний й очікуваний економічні ефекти. Так очікуваний економічний ефект показує, який фактичний економічний зиск буде отримано після впровадження нової технічної системи. Загальний одержуваний економічний ефект відноситься до усіх організацій виконавців. Кожен із співвиконавців має своє право на частину загального економічного ефекту або ще це називають частковий ефект. Уразі якщо економічний ефект від впровадження розраховується з урахуванням інтересів народного господарства країни, він називається – народногосподарським, а визначений з урахуванням роботи окремого підприємства – госпрозрахунковим. У процесі проектування або модернізації розглядають декілька варіантів технічних рішень для однієї і тієї ж технічної системи. Вимога раціональності та доцільності забезпечується комплексним порівняльним аналізом різних варіантів, що розглядаються, за групами певних чинників:

- виробничим (матеріально-технічним та організаційним);
- експлуатаційним;

					КРМ.142.6221мз.03.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- соціальним;
- екологічним;
- економічним.

Виробничим фактором оцінюється матеріально-технічна та організаційна доцільності нової технічної системи. Так матеріально-технічна доцільність нової технічної системи передбачає порівняння певних конструктивних властивостей, ступеня її уніфікації й нормалізації, відповідної структури розмірного ряду засобів, ступеня складності кінематичної схеми, габаритних розмірів та маси конструкції, структурної матеріаломісткості тощо. Організаційна доцільність нової технічної системи полягає у визначені можливості її виготовлення.

Експлуатаційні фактори доцільності наряду пов'язані з призначенням технічної системи та характеризуються:

- відповідністю сучасному рівню продуктивності та робочих швидкостей;
- зручністю обслуговування;
- зовнішнім виглядом та ергономічністю;
- можливістю пристосування до різних умов роботи;
- можливістю подальшого здійснення модернізації.

Соціальні та екологічні чинники зводяться до порівняння:

- професійного та кваліфікаційного складів працівників;
- відповідних умов праці.

Таким чином, організаційні, технічні, експлуатаційні та соціальні показники є вихідною інформацією для виконання подальших, економічних розрахунків. Для узагальнюючої оцінки різних варіантів, що зіставляються між собою, їхні переваги та відповідні недоліки зводять до єдиного умовного показника – витрат суспільної праці.

4.2. Визначення економічного ефекту від модернізації двигуна 6ДКРН 90/318,8

Об'єкти техніки, що порівнюються, мають бути тотожними й порівнянними між собою. Зокрема, вимога тотожності передбачає, що базовий та новий варіанти

					КРМ.142.6221мз.03.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

технічної системи виконують однакову виробничу функцію. Вимога порівнянності між об'єктами досягається тим, що новий і базовий варіанти розраховуються на одну і ту саму кількість виконаної роботи. У таблиці 4.1 наведено базові техніко-економічні показники серійного малообертового дизельного двигуна 6ДКРН 90/318,8 виробництва фірми MAN B&W та його модернізованої версії. Економічний ефект визначається в результаті порівняння базового суднового малообертового двигуна 6ДКРН 90/318,8 і модернізованого варіанту (табл. 4.2).

Таблиця 4.1 – Базові техніко-економічні показники двигуна-прототипу та модернізованого дизеля 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8) виробництва фірми MAN B&W

Найменування показників	Позначення	Розмірність	Базовий	Модернізований
Потужність	Ne	кВт	30423	30420,1
Частота обертання	n	хв ⁻¹	78	78
Діаметр циліндра	D	м	0,9	0,9
Хід поршня	S	м	3,188	3,188
Питома витрата палива	g _e	кг/кВт·год	0,1745	0,0089
Механічний ккд	η _м	-	0,94	0,94
Питома витрата масла	g _м	кг/кВт·год	0,00082	0,00082
Вага	G	кг	1200000	1200000
Габарити	L	м	14,077	14,077
	B	м	5,41	5,41
	H	м	15,336	15,336
Ціна двигуна	Ц	грн	834140000	866850000
Ціна палива	Ц _п	грн/кВт·год	11,1598837	0,569186047
Ціна масла	Ц _м	грн/кг	9,5	9,5
Час роботи за рік	t	год	6750	6750
Число контрольних ремонтів	η	-	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах	ε _{min}	-	1,1	1,1
Коефіцієнт частини вартості роботи	b	-	0,05	0,05
Коефіцієнт використання потужності	K _п	-	0,95	0,95
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту	K _{к.р}	-	0,3	0,3
Час безперервної роботи	t _{н.р}	год	24	24
Ресурс двигуна до першого перебирання	t _{пер}	год	18000	18000
Ресурс двигуна до капітального ремонту	t _{к.р}	-	30000	30000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	E	кВт	0,15	0,15

Таблиця 4.2 – Розрахунки економічної доцільності від модернізації дизеля 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8) виробництва фірми MAN B&W

Найменування	Позначення	Спосіб визначення	Базовий двигун	Модернізований двигун
Річна продуктивність	N, кВт·год в рік	$N = K_{\Pi} \cdot N_{\varepsilon} \cdot t$	195087487,5	195068891,3
Термін служби	T, рік	$T = \frac{t_{xp}}{t}$	4,44	4,44
Річні поточні витрати на паливо	З _п , грн	$З_n = N \cdot \Pi_n \cdot g_{\varepsilon}$	379913316,4	988171,37
Річні поточні витрати на масло	З _м , грн	$З_m = g_m \cdot N \cdot \Pi_m$	1519731,528	1519586,663
Річні витрати на поточний ремонт	З _{п.р} , грн	$З_{n.p} = \frac{b \cdot t \cdot \Pi}{t_{nep}}$	15640125	16253437,5
Річні витрати на капітальний ремонт	З _{к.р} , грн	$З_{k.p} = \frac{K_{k.p} \cdot t \cdot \Pi}{t_{k.p} \cdot \varepsilon_{min}}$	51185863,64	53193068,18
Річний економічний ефект у споживача	U ₁ , грн	$U_1 = З_n + З_m + З_{k.p} + З_{n.p}$	448259036,6	71954263,71
	U ₁ ^{1б} , грн	$U_1^{1б} = \frac{N_{\varepsilon}}{N_{\varepsilon}} \cdot U_1^{\varepsilon}$	448216307,4	–
Річний економічний ефект у споживача від використання спроектованого двигуна	E _к , грн	$E_k = \left[\Pi_{\varepsilon} \cdot \frac{N_{\varepsilon}}{N_{\varepsilon}} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_{\varepsilon}} + E_{\varepsilon}}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right) + \frac{U_1^{1б} - U_1^c}{\frac{1}{T_c} + E_c} \right] - \Pi_c$		970575937,4
Додаткові одnorазові витрати на модернізацію двигуна	ΔK, грн	–	32710000	
Річна економія при експлуатації модернізованого двигуна	ΔS, грн	$\Delta S = U_1^{1б} - U_1^c$	376262043,67	
Час окупності модернізованого двигуна	T _{окуп} , рік/ місяць	$T_{окуп} = \frac{\Delta K}{\Delta S}$	0,09/ 1	

4.3. Висновки до розділу

У розділі виконано розрахунки економічної доцільності від використання на головному судновому двигуні 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8) виробництва фірми MAN B&W летючих компонентів сирої нафти. При розрахунках враховувалася вартість запальної дози палива у разі роботи двигуна на VOC інша частина циклової дози вважалася як утилізована.

Встановлено, що річний економічний ефект для судновласника може становити 970575937,4 грн, а кошти витрачені на здійснення модернізації паливної апаратури МОД повернуться протягом одного місяця експлуатації судна.

					<i>KPM.142.6221мз.03.04.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

АНАЛІЗ І РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ОХОРОНИ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

5.1. Аналіз умов праці на судні

Тема безпеки праці під час ремонту головних суднових дизелів на танкерах вкрай актуальна в контексті сучасних вимог до безпеки судноплавства і мінімізації ризиків. Фірми MAN B&W, провідний постачальник рішень і послуг для морської промисловості, активно впроваджує інноваційні технології для підвищення ефективності та безпеки своїх двигунів. Танкери, як відомо, являють собою один з досить поширених типів суден і їх експлуатація пов'язана з низкою специфічних ризиків.

Впровадження системи контролю доступу (СКД) – це один із ключових елементів підвищення безпеки під час ремонту суднових дизелів на танкерах. Сучасна СКД забезпечує комплексний контроль доступу на судно, підвищує рівень безпеки і захищає від несанкціонованого доступу.

Існуючі дані показують, що недотримання заходів безпеки під час ремонту суднових двигунів може призвести до серйозних інцидентів, спричиняти матеріальні втрати і навіть загрожувати життю людей. За даними International Maritime Organization (IMO), близько 80% нещасних випадків на суднах пов'язані з помилками персоналу, а не з технічними проблемами. Тому включення СКД у систему безпеки праці на суднах є необхідним кроком для мінімізації ризиків.

Танкери – це судна, що використовуються для перевезення сирої нафти. Їх експлуатація пов'язана з низкою специфічних ризиків. Один з основних ризиків, пов'язаних з експлуатацією танкерів – це потенційна небезпека вибуху і пожежі. Танкери перевозять великі кількості легкозаймистих і вибухонебезпечних речовин, таких як сира нафта. У разі несправності обладнання або порушення техніки безпеки можливі вибухи і пожежі, що може призвести до серйозних пошкоджень судна і загибелі людей.

					KPM.142.6221мз.03.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Іншим ризиком є потенційне забруднення навколишнього середовища. У разі аварії або розливу нафти може статися забруднення океану і узбережжя, що може завдати значної шкоди екосистемі і призвести до серйозних екологічних наслідків.

Крім того, експлуатація танкерів пов'язана з високим ступенем фізичного навантаження на персонал. Робота на таких суднах може бути важкою і небезпечною, особливо під час ремонту та обслуговування обладнання. Тому під час експлуатації танкерів необхідно дотримуватися всіх вимог безпеки і використовувати спеціальні засоби індивідуального захисту.

Ремонт судових дизелів, особливо таких потужних, як 6S90ME-C8 (6ДКРН 90/318,8), пов'язаний з безліччю небезпечних чинників, які вимагають суворого дотримання заходів безпеки.

Один із найнебезпечніших чинників, з яким стикаються механіки під час ремонту судових дизелів, – це високий тиск і температура. У системах охолодження і змащення двигуна 6ДКРН 90/318,8 створюється значний тиск, який може призвести до серйозних травм у разі неправильного поводження з обладнанням. Температура охолоджувальної рідини та вихлопних газів також може бути надзвичайно високою, що може призвести до опіків та інших травм.

За даними американського Національного інституту безпеки та гігієни праці (NIOSH), у 2020 році близько 10 000 працівників зазнали травм, пов'язаних із високим тиском і температурою. У морській галузі ці цифри можуть бути ще вищими, оскільки робота з судовими двигунами пов'язана з додатковими ризиками.

Щоб знизити ризики, пов'язані з високим тиском і температурою, необхідно дотримуватися таких заходів безпеки:

1. Використовувати спеціальні інструменти та обладнання, призначені для роботи з високим тиском і температурою.
2. Проводити регулярне технічне обслуговування систем охолодження та змащення двигуна.
3. Здійснювати контроль за температурою і тиском у системах двигуна.

					КРМ.142.6221мз.03.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

4. Використовувати захисні засоби, такі як рукавички, окуляри та одяг із термостійкого матеріалу.

5. Навчати персонал правилам безпечної роботи з високим тиском і температурою.

Ще одним серйозним ризиком, пов'язаним з ремонтом суднових дизелів, є токсичні гази і пари. Під час роботи з дизелем 6ДКРН 90/318,8 можливі викиди оксиду вуглецю, оксидів азоту та інших токсичних речовин. Вдихання цих речовин може призвести до отруєння, головного болю, нудоти і навіть до втрати свідомості.

Згідно з даними Всесвітньої організації охорони здоров'я (ВООЗ), щорічно приблизно 4 мільйони людей помирають від забруднення повітря, зокрема від токсичних газів, що виділяються судновими двигунами.

Щоб знизити ризики, пов'язані з токсичними газами і парами, необхідно дотримуватися таких заходів безпеки:

1. Проводити ремонт дизеля в добре провітрюваному місці.
2. Використовувати респіратори з фільтрами, призначеними для захисту від токсичних газів і парів.
3. Здійснювати контроль за рівнем токсичних речовин у повітрі робочої зони.
4. Навчати персонал правилам безпечної роботи з токсичними речовинами.

Суднові малообертові дизелі 6ДКРН 90/318,8 працюють на паливі, що створює потенційну небезпеку вибуху в разі неправильного поводження. У паливних баках і трубопроводах міститься значна кількість горючих парів, які можуть спалахнути за наявності джерела запалювання.

За даними Міжнародної морської організації (ІМО), з 1990 до 2020 року сталося понад 1000 вибухів на судах, унаслідок яких загинуло понад 1000 осіб.

Щоб знизити ризики, пов'язані з потенційною небезпекою вибуху, необхідно дотримуватися таких заходів безпеки:

1. Проводити ремонт дизеля в добре провітрюваному місці.
2. Використовувати іскробезпечне обладнання та інструменти.
3. Забороняти куріння і використання відкритого вогню в робочій зоні.

					КРМ.142.6221мз.03.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

4. Регулярно перевіряти систему вентиляції паливних баків і трубопроводів.
5. Навчати персонал правил безпечної роботи з горючими матеріалами.

Ремонт суднового дизеля 6ДКРН 90/318,8 – це складна процедура, яка вимагає високої кваліфікації та досвіду механіків. При неправильному виконанні ремонтних робіт можливі механічні пошкодження двигуна, які можуть призвести до несправностей і навіть до аварій.

За даними Американського бюро судноплавства (ABS), близько 20% нещасних випадків на судах, пов'язаних із двигунами, відбуваються через неправильне виконання ремонтних робіт.

Щоб знизити ризики, пов'язані з механічними пошкодженнями, необхідно дотримуватися таких заходів безпеки:

1. Використовувати тільки спеціалізовані інструменти та обладнання, призначені для ремонту суднових дизелів.
2. Проводити ремонт двигуна відповідно до інструкцій виробника.
3. Використовувати захисні засоби, такі як рукавички та окуляри.
4. Навчати персонал правилам безпечної роботи з механізмами двигуна.
5. Регулярно проводити технічне обслуговування двигуна.

5.2. Розрахунок механічної вентиляції у приміщенні машинного відділення танкеру

Танкер повинен бути обладнаний декількома вентиляційними системами. Системи повинні забезпечувати необхідну заміну повітря у приміщеннях особливо у машинному відділенні (МВ). Розрахунок примусової механічної вентиляції у МВ танкеру виконується за умов надлишкових тепловиділень від двигунів та механізмів.

Кількість тепла, що виділяється у приміщення МВ танкеру від нагрітих поверхонь головного суднового двигуна 6ДКРН 90/318,8 виробництва фірми MAN B&W визначається, як:

$$Q_{\text{кдо}} = \alpha \cdot (t_{\text{н.дв.}} - t_{\text{с}}) \cdot F_{\text{н.о.}} = 10 \cdot (60 - 28) \cdot 218 = 69760, \text{ кДж/год};$$

де $\alpha = 10 \text{ Дж}/(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплообміну між зовнішніми поверхнями дизеля 6ДКРН 90/318,8 та навколишнім середовищем у МВ; $t_{\text{п.дв}} = 60^\circ\text{C}$ –

					КРМ.142.6221мз.03.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

температура зовнішньої поверхні дизеля 6ДКРН 90/318,8; $t_b = 28^\circ\text{C}$ – температура навколишнього повітря у МВ; $F_{п.о.} = 218 \text{ м}^2$ – поверхня тепловіддачі від двигуна.

Повітрообмін у приміщенні МВ де розміщено ГД 6ДКРН 90/318,8 визначаємо, як:

$$L_m = \frac{Q_{изб}}{c \cdot \rho \cdot (t_{yd} - t_{np})} \text{ м}^3/\text{год},$$

де t_{yd}, t_{np} – відповідно температура потоку теплого повітря, що виходить з приміщення МВ та свіжого, що поступає, $^\circ\text{C}$; $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ – середня щільність повітря; $c = 1 \text{ кДж/кг}\cdot\text{K}$ – питома теплоємність повітря.

Температура потоку теплого повітря, що виходить з приміщення МВ:

$$t_{yd} = t_{p.z} + \Delta t \cdot (h - 2) = 28 + 1 \cdot (16,5 - 2) = 42,5^\circ\text{C}$$

де $t_{p.z} = 28^\circ\text{C}$ – величина нормованої температури повітря у робочій зоні приміщення МВ; $\Delta t = 1^\circ\text{C/м}$ – температурний градієнт за висотою приміщення МВ; $h = 16,5 \text{ м}$ – відстань від підлоги МВ до центрів отворів витяжної системи вентиляції приміщення МВ.

Температуру потоку свіжого повітря, що надходить до приміщення потрібно обирати на $2...3^\circ\text{C}$ нижчою за температуру повітря у робочій зоні приміщення МВ. Згідно з відомими рекомендаціями для даного типу суден обираємо її на рівні – $t_{yd} = 27,5^\circ\text{C}$. Тоді повітрообмін у приміщенні МВ танкеру з ГД 6ДКРН 90/318,8 становитиме:

$$L_m = \frac{69760}{1 \cdot 1,2 \cdot (42,5 - 27,5)} = 3875,56 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Для забезпечення якісної вентиляції у приміщенні МВ танкеру з ГД 6ДКРН 90/318,8 тиск вентилятора становитиме:

$$P_{\epsilon} = 1,2 \cdot (P_{m.p} + P_{m.c}) = 1,2 \cdot (350 + 670) = 1224 \text{ Па};$$

де $1,2$ – коефіцієнт для врахування можливої втрати тиску; $P_{т.р} = 350 \text{ Па}$ – робочій тиск; $P_{м.с} = 670 \text{ Па}$ – загальне значення місцевих опорів системи вентиляції МВ.

Для системи вентиляції МВ танкеру обираємо стандартний відцентровий вентилятор Ц4-30N8. У залежності від витрати свіжого повітря та значення тиску за номограмами ККД вентилятора становить $\eta_b = 0,7$.

					КРМ.142.6221мз.03.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Потужність вентилятора визначається, як:

$$N_{\epsilon} = \left(\frac{L_m \cdot P_{\epsilon}}{3.6 \cdot \eta_{\epsilon} \cdot \eta_{\epsilon}} \right) \cdot 10^{-6} = \left(\frac{3875,56 \cdot 1224}{3.6 \cdot 0.7 \cdot 0.95} \right) \cdot 10^{-6} = 1,98, \text{ кВт};$$

де $\eta_v = 0,95$ – ККД передачі.

Тоді остаточно потрібна потужність електродвигуна для приводу вентилятора системи вентиляції МВ танкеру:

$$N_{\text{уст}} = N_{\epsilon} \cdot \kappa = 1,98 \cdot 1,2 = 2,4, \text{ кВт};$$

де $\kappa = 1,2$ – коефіцієнт, що враховує запасу потужності на привід.

5.3. Аналіз шляхів зниження шкідливих компонентів у ВГ

Найбільші збитки навколишньому середовищу від судноплавства завдаються судновою енергетичною установкою, в результаті роботи якої утворюються такі шкідливі компоненти, як незгорілі вуглеводні, тверді частинки, оксиди азоту, парникові гази та в окремих випадках сполуки сірки. З кожним роком Міжнародна морська організація – International Maritime Organization (IMO) запроваджує ще більш жорсткі глобальні обмеження щодо вмісту токсичних компонентів у ВГ, особливо сірки та емісії SO_x судновими енергетичними установками. Досягнення нормативних показників з емісії SO_x може бути отримано в результаті використання спеціальних видів низькосірчистих палив, газоподібних палив або шляхом очищення в спеціальних периферійних пристроях – скруберах відпрацьованих газів. Доступні варіанти досягнення відповідності вимогам щодо глобального обмеження емісії сірки неминуче вплинуть на викиди парникових газів і NO_x судновими двигунами. Технічне регулювання викидів парникових газів, що виходить за рамки вимог енергоефективності суден (Energy Efficiency Design Index (EEDI), знаходиться на порядку денному IMO після того, як стратегія була узгоджена у квітні 2018 р. Тому виконаний вибір способу відповідності може вплинути на дотримання майбутніх правил скорочення викидів парникових газів у рівній мірі в залежності від технології обмеження емісії сірки вибір способу відповідності вплине на досягнення вимог стандарту Tier III з викидів NO_x .

					КРМ.142.6221мз.03.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Переведення енергетичної установки на морський газойль (Marine Gas Oil) MGO, дистилляти або змішане паливо підтримуватиме викиди парникових газів та NO_x на поточних рівнях. Використання скрубєрів у поєднанні з високосірчистим важким паливом HSFO, вміст сірки в яких визначається відомими методами, призведе до невеликого збільшення витрати палива, близько 3...5 %, та відповідного збільшення викидів парникових газів. При цьому відповідність стандартам NO_x Tier III може бути досягнута за допомогою систем селективного каталітичного відновлення – Selective Catalytic Reduction (SCR) або рециркуляції відпрацьованих газів – Exhaust Gas Recirculation (EGR), але в деяких випадках використання таких систем виявиться набагато складнішим у поєднанні з технологією скрубєра.

У той же час, використання LNG – Liquefied Natural Gas (зріджений природний газ) або VOC призведе до скорочення викидів ПГ на 10...20 % залежно від виду двигуна. Газові двигуни низького тиску мають певну кількість метану на випуску, що знижує потенційні переваги, але вони забезпечують відповідність рівням емісії NO_x по Tier III. Системи високого тиску виключають викиди метану, але вимагають використання SCR або EGR для зниження NO_x до рівнів Tier III. Інші альтернативні види палива, такі як біопаливо або водень, можуть призвести до ще більш різкого скорочення викидів парникових газів залежно від того, як ці палива виробляються, проте залежно від характеристик альтернативних видів палива та особливостей його горіння можуть вимагати використання системи відновлення NO_x .

5.4. Висновки до розділу

У розділі магістерської роботи розглянуто умови праці та шкідливі фактори, що негативно впливають на екіпаж танкеру. Визначено заходи щодо поліпшення умов праці та зниження ризиків для обслуговуючого персоналу. Виконано розрахунок примусової механічної вентиляції машинного відділення танкеру за умов надлишкових тепловиділень від головного малообертового двигуна 6ДКРН 90/318,8 виробництва фірми MAN B&W. Проаналізовано можливі напрямки зниження викидів шкідливих компонентів з ВГ головного суднового двигуна.

					КРМ.142.6221мз.03.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК ПО РОБОТІ

У кваліфікаційній роботі на тему: «*Модернізація паливної системи головного малообертового суднового двигуна*» присутні усі рекомендовані розділи і креслення.

У першому розділі виконано стислий опис основних характеристики танкера та конструкції головного двигуна 6ДКРН 90/318,8 (6S90ME-C8) виробництва фірми MAN B&W. Встановлено, що ГД може забезпечити усі необхідні експлуатаційні параметри танкера, добре розміщується в машинному відділенні та має суттєві резерви для подальшої модернізації.

У другому розділі виконано розрахунок номінального режиму роботи головного двигуна 6ДКРН 90/318,8 та побудовано індикаторну діаграму у координатах $p - V/V_c$.

У третьому розділі представлено модернізацію паливної системи малообертового дизеля 6ДКРН 90/318,8 виробництва фірми MAN B&W для забезпечення використання летючих органічних компонентів сирої нафти (VOC) у якості основного палива. Виконано оцінку ефективності використання VOC за рахунок розрахунку робочого циклу та визначення енергетичних та економічних показників. За результатами оцінки встановлено, що судновий малообертовий двигун 6ДКРН 90/318,8 при роботі на газоподібному паливі (VOC) за основними ефективними показниками не поступається своїй роботі на ДП, а також у характерних точках робочого циклу значення тиску та температури робочого тіла практично співпадають з припустимою розбіжністю. При цьому потужність та динамічні навантаження на деталі КШМ залишаються без змін. Головний двигун 6ДКРН 90/318,8 при роботі на VOC забезпечує ефективну потужність 30420,1 кВт при частоті обертання колінчастого валу 78 хв^{-1} з середнім ефективним тиском у 1,92 МПа. Питома ефективна витрата запального дизельного палива становить $0,0089 \text{ кг}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$, газового палива VOC – $0,1 \text{ м}^3/(\text{кВт}\cdot\text{год})$. У розділі також виконано розробку двопаливної форсунки для забезпечення роботи двигуна 6ДКРН 90/318,8 за газодизельним циклом. Роз-

					КРМ.142.6221мз.03.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

роблена система подачі VOC та двопаливна форсунка представлені кресленнями формату A1.

У четвертому розділі виконано розрахунки економічної доцільності від використання летючих компонентів сирої нафти. Встановлено, що річний економічний ефект для судновласника може становити 970575937,4 грн, а кошти витрачені на здійснення модернізації паливної апаратури МОД повернуться протягом одного місяця експлуатації судна.

У п'ятому розділі розглянуто умови праці та шкідливі фактори, що негативно впливають на екіпаж танкеру. Визначено заходи щодо поліпшення умов праці та зниження ризиків для обслуговуючого персоналу. Виконано розрахунок примусової механічної вентиляції машинного відділення танкеру за умов надлишкових тепловиділень. Проаналізовано можливі напрямки зниження викидів шкідливих компонентів з ВГ головного суднового двигуна.

Підсумовуючи виконану роботу, можна зробити загальний висновок щодо доцільності та економічної виправданості від модернізації головного двигуна 6ДКРН 90/318,8.

					КРМ.142.6221мз.03.00.ПЗ	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

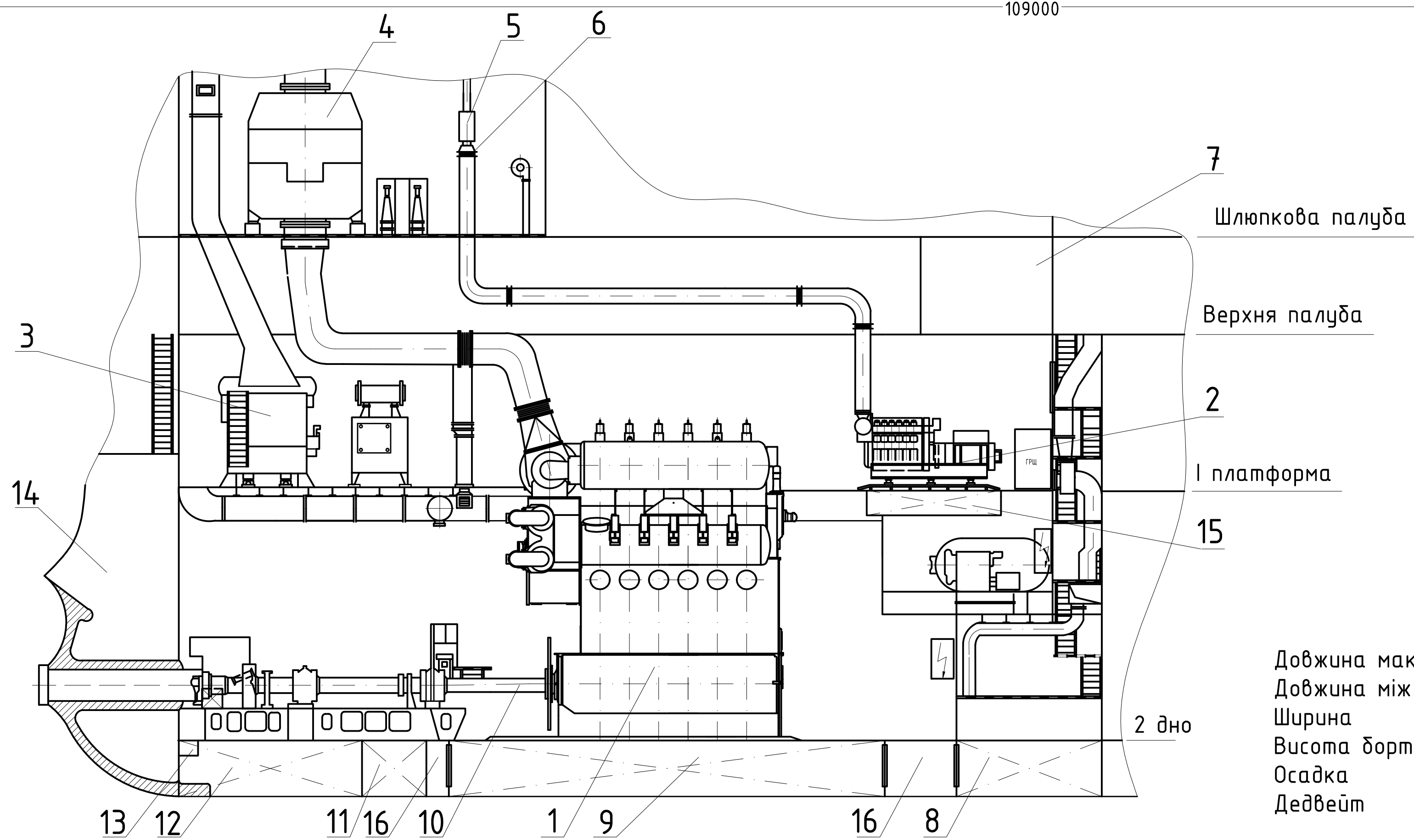
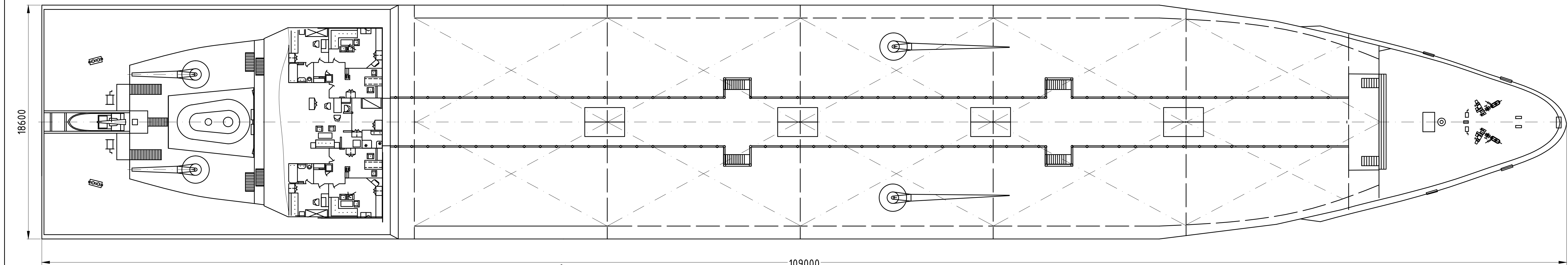
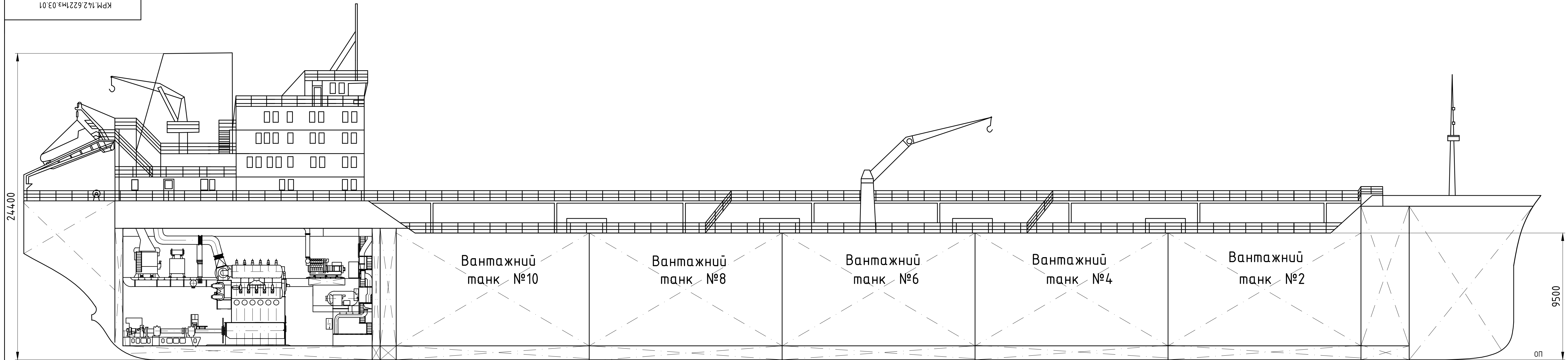
1. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С. Г. Ткаченко. Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. – 332 с.
2. Наливайко В. С., Ткаченко С. Г., Хоменко В. С. Конструкція і динаміка двигунів внутрішнього згоряння. Програма, методичні вказівки та контрольні завдання для студентів заочної форми навчання. – Миколаїв: НУК, 2008. – 64 с.
3. Наливайко В. С. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Методичні вказівки до виконання графіко-розрахункових робіт / В. С. Наливайко, С. Г. Ткаченко, В.С. Хоменко. – Миколаїв: НУК, 2012. – 72 с.
4. Наливайко В.С. Конструктивні вузли та системи суднових двигунів внутрішнього згоряння : навчальний посібник / В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський. – Миколаїв : Нук, 2013. – 100 с.
5. Митрофанов О.С., Проскурін А.Ю. Основи експлуатації, обслуговування та ремонту двигунів внутрішнього згоряння : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2018. 151 с.
6. Марченко А. П., Рязанцев М. К., Шеховцов А. Ф. Двигуни внутрішнього згоряння : серія підручників у 6 т. Т. 1. Розробка конструкції форсованих двигунів наземних транспортних машин / ред. проф. А. П. Марченко та засл. діяча науки України проф. А. Ф. Шеховцова. Харків : Прапор, 2004. –384 с.
7. Heywood John B. Internal Combustion Engine Fundamentals / John B. Heywood. - New York.: McGraw Hill New York, 1988. – 930 –. – ISBN 0-07-100499-8
8. Realizing Future Trends in Diesel Engine Development / B. Georgi, S. Hunkert, J. Liang, M. Willmann // SAE Papers. – 1997. – 972686. – P. 2133–2145.
9. An Innovative 3D-CFD-Approach towards Virtual Development of Internal Combustion Engines. / Chiodi M./ Stuttgart. 2011. 275 pp.
10. ДСТУ 7239:2011 «Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація».

					<i>KPM.142.6221мз.03.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

11. Інформаційні основи систем автоматизованого проектування двигунів внутрішнього згоряння: планування та обробка результатів експерименту : навчальний посібник. / Мінчев Д.С., Нагірний А.В. , Миколаїв: НУК, 2012. 100 с.

12. Mollenhauer, K. Hanbbook of diesel engines / K. Mollenhauer, H. Tschoeke. – Berlin : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. –634 p.

					<i>KPM.142.6221мз.03.00.ПЗ</i>	Лист
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

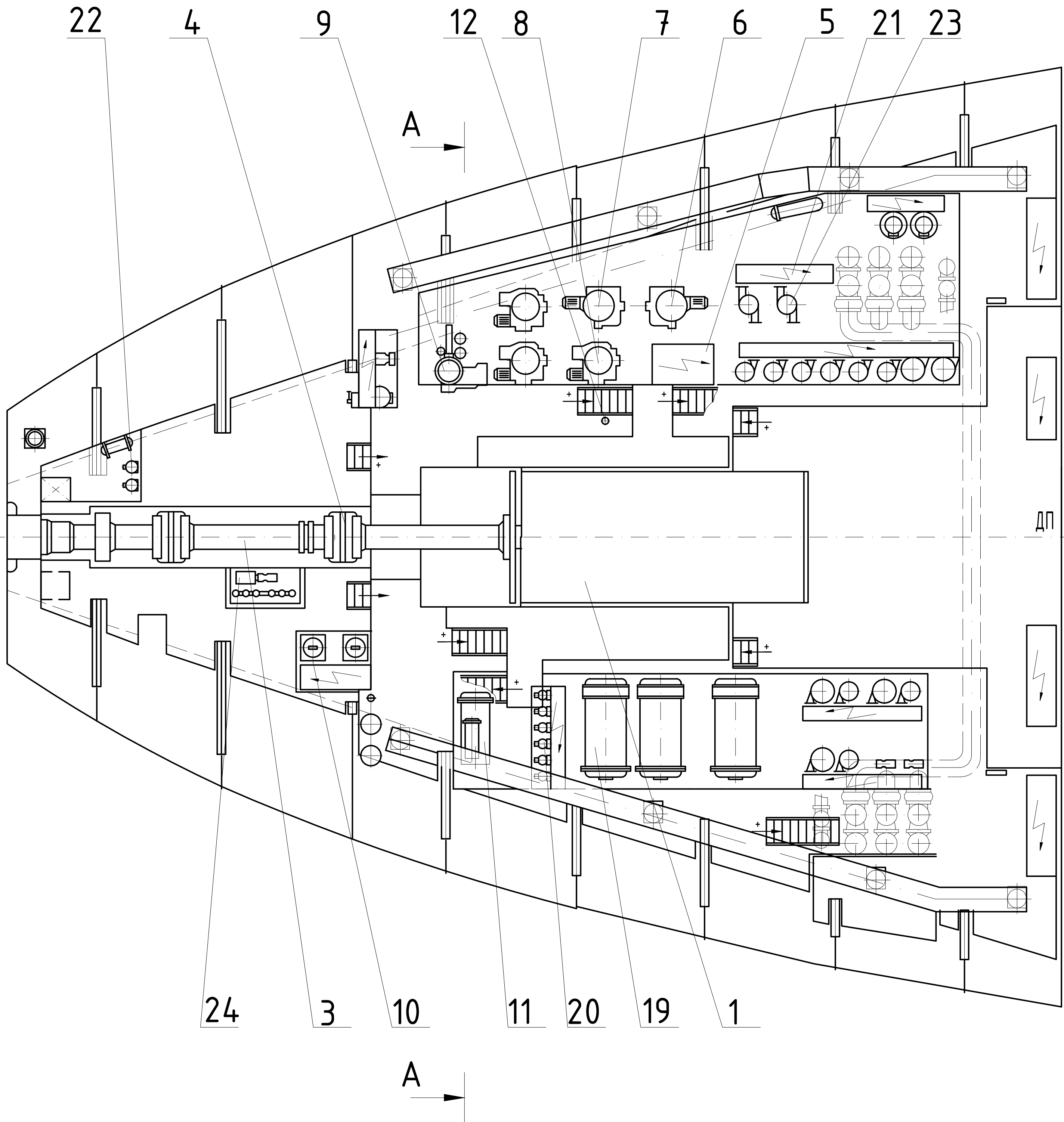


Довжина максимальна 109 м
Довжина між перпендикулярами 102 м
Ширина 18,6 м
Висота борту 9,5 м
Осадка 7,65 м
Дедвейт 7000 т

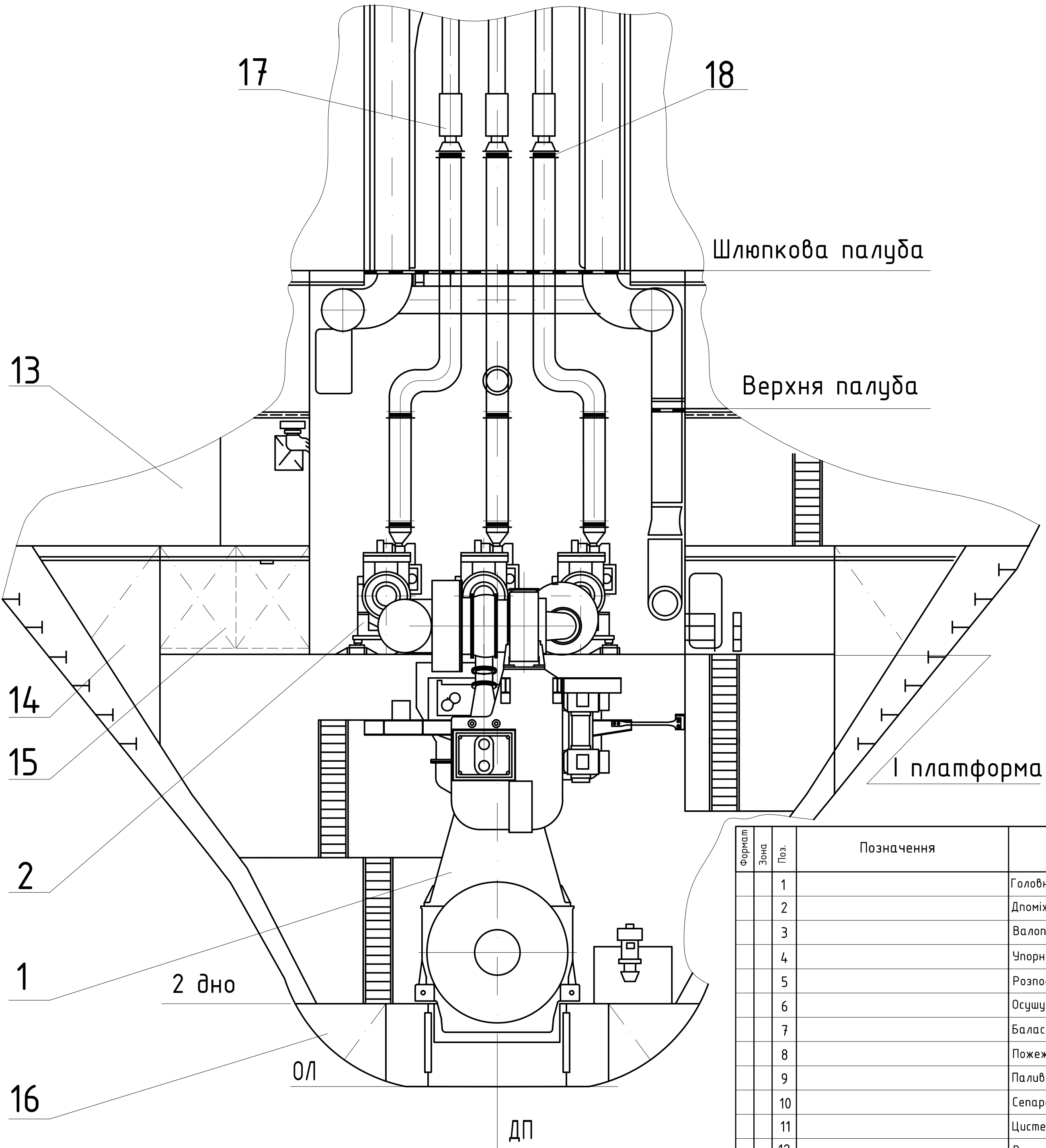
Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
		1		Головний двигун		
		2		Допоміжний дизель генератор		
		3		Парогенератор		
		4		Утилізаційний котел		
		5		Компенсатор		
		6		Глушник		
		7		Агрегатна		
		8		Цистерна запасу палива		
		9		Цистерна сточно-циркуляційного масла ГД		
		10		Валопровід		
		11		Цистерна збору протічок		
		12		Переливна цистерна		
		13		Стічний колодець		
		14		Ахтерпik		
		15		Цистерна відпрацьованого масла		
		16		Ковффердам		

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	KPM.14.2.6221мз.03.01		
Студент	Еремеев М.М.				Нафтовий танкер		
Керівник	Митрофанов О.С.						
Зав. каф.	Гогоренко О. А.				НУК ім. адм. Макарова		

План трюму

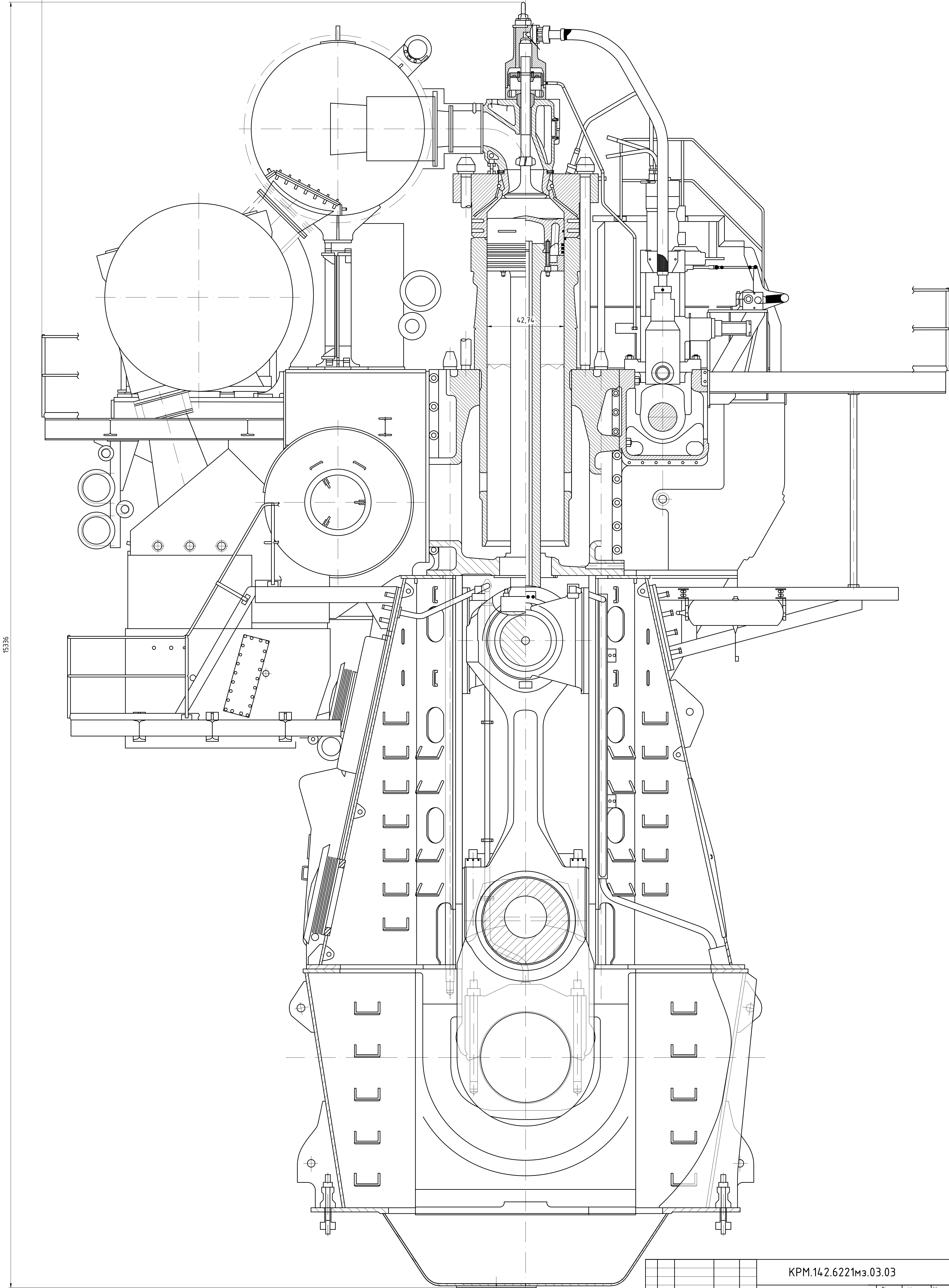


А-А
82 шп. див. в нос.

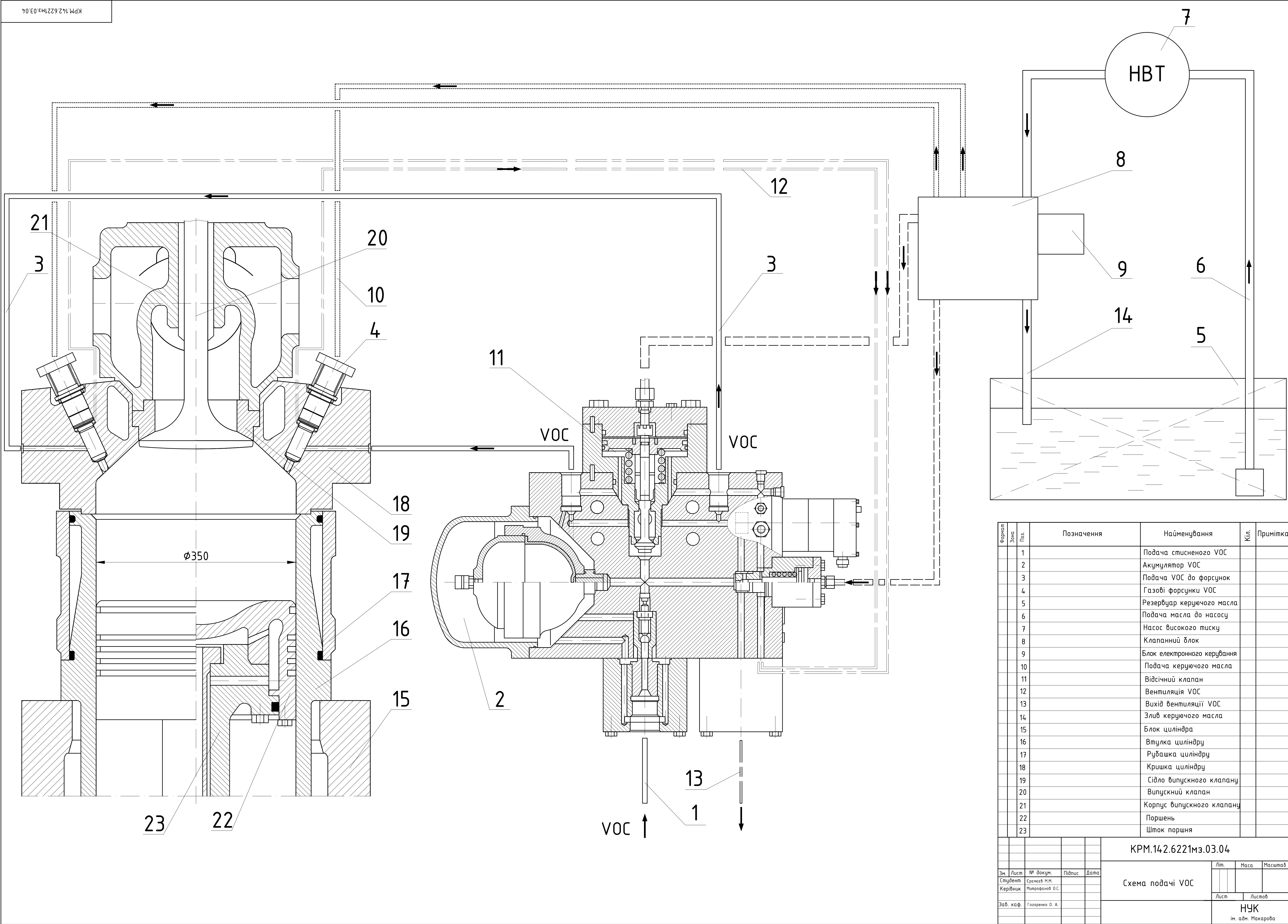


Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
		1		Головний двигун		
		2		Допоміжні ДГ		
		3		Валопровід		
		4		Упорний підшипник		
		5		Розподільний щит		
		6		Осушувальний насос		
		7		Баластний насос		
		8		Пожезний насос		
		9		Паливний насос		
		10		Сепаратор		
		11		Цистерна		
		12		Вогнегасник 0У-8		
		13		Станція вуглекислотного гасіння		
		14		Цистерна запасу палива		
		15		Витратна цистерна ДГ		
		16		Цистерна переливна		
		17		Глушник		
		18		Компенсатор		
		19		Цистерна теплої води		
		20		Повітряні балони		
		21		Коробка опорів насосів		
		22		Піногасник		
		23		Допоміжний насос		
		24		Насос		

КРМ.142.6221мз.03.02						Літ.			Маса			Масштаб		
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Розміщення ГД в МК0, поперечний перетин, план трюму									
Студент		Еремєєв М.М.												
Керівник		Митрофанов О.С.												
Зав. каф.		Гогоренко О. А.												
						Лист			Листов			НУК		
												ім. адм. Макарова		

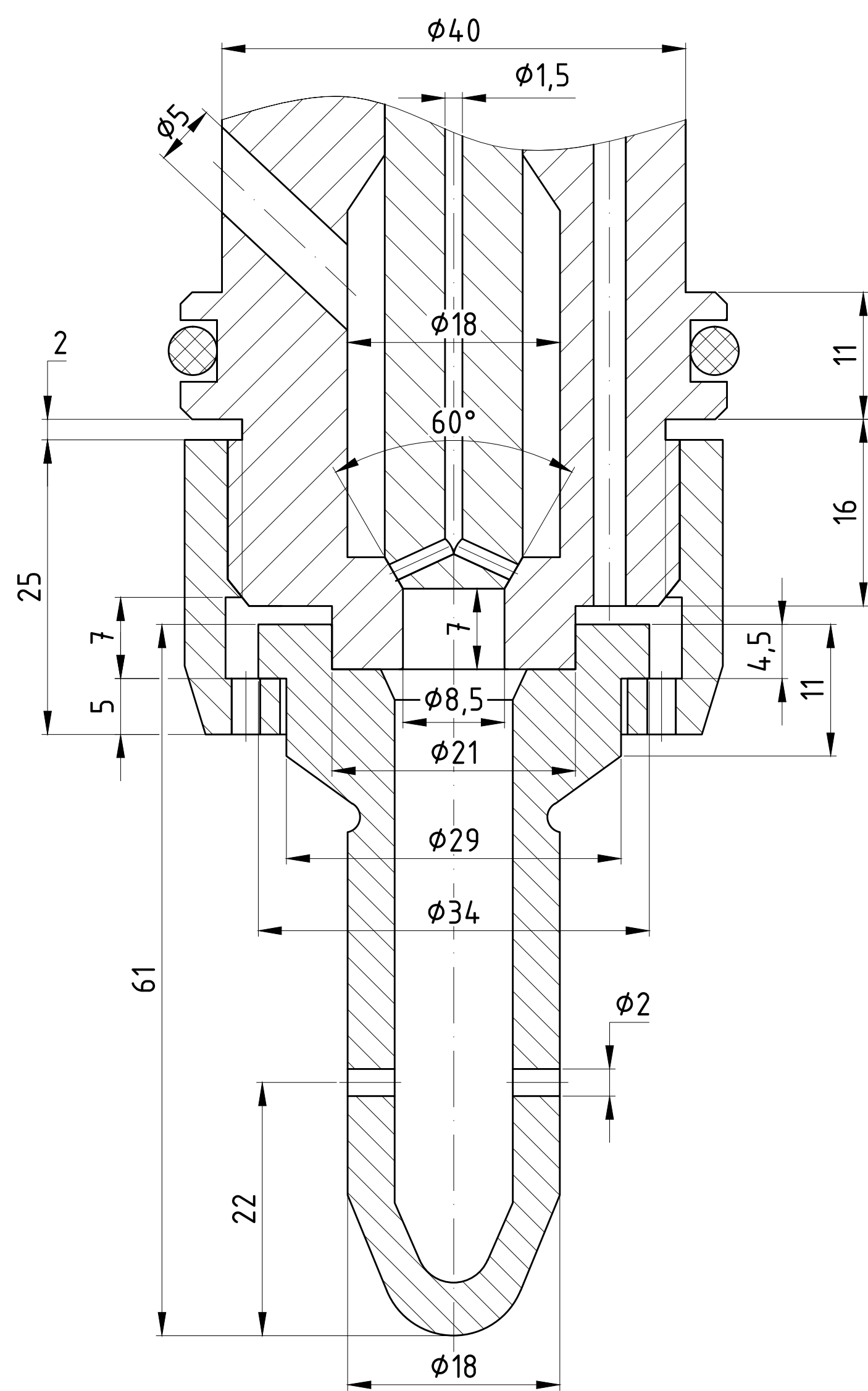


					КРМ.142.6221мз.03.03				
					Поперечний розріз двигуна 6ДКРН 90/318,8	Лит.	Маса	Масштаб	
								1:20	
Зм. лист	№ докум.	Підпис	Дата			Лист	Листов		
Студент	Ермеев М.М.								
Керівник	Митрофанов О.С.								
Зав. каф.	Гогоренко О. А.					НЧК ім. адм. Макарова			



Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
		1		Подача стисненого VOC		
		2		Акумулятор VOC		
		3		Подача VOC до форсунок		
		4		Газові форсунки VOC		
		5		Резервуар керуючого масла		
		6		Подача масла до насосу		
		7		Насос високого тиску		
		8		Клапанний блок		
		9		Блок електронного керування		
		10		Подача керуючого масла		
		11		Відсічний клапан		
		12		Вентиляція VOC		
		13		Вихід вентиляції VOC		
		14		Злив керуючого масла		
		15		Блок циліндра		
		16		Втулка циліндру		
		17		Рубашка циліндру		
		18		Кришка циліндру		
		19		Сідло випускного клапану		
		20		Випускний клапан		
		21		Корпус випускного клапану		
		22		Поршень		
		23		Шток поршня		

KPM.14.2.6221мз.03.04					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Схема подачі VOC
Студент		Еремєєв М.М.			
Керівник		Митрофанов О.С.			
Зав. каф.		Гозаренко О. А.			НУК ім. адм. Макарова



Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітки		
		1		Корпус				
		2		Прохідний отвір для подачі газу				
		3		Розпливач				
		4		Робоча порожнина				
		5		Соплові отвори				
		6		Камера для газоподібного палива				
		7		Голка				
		8		Привідний поршень				
		9		Осьовий канал				
		10		Сідло				
		11		Канал для масла контуру керування				
		12		Привідна камера				
		13		Канал для подачі запального рідкого палива				
		14		Насосна камера				
		15		Незворотній клапан				
		16		Канал для виявлення витoku газу				
				витoku газу				
				КРМ.14.2.6221мз.03.05				
				Форсунка	Лит.	Маса	Масштаб	
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис		Дата			2:1
Студент		Ерменев М.М.						
Керівник		Митрофанов О.С.						
Зав. каф.		Гогоренко О. А.			Лист	Листов		
					НУК			
					ім. адм. Макарова			