

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

ПОКРАЩЕННЯ ПАЛИВНОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ ГОЛОВНОГО ДВИГУНА ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОПОДІБНОГО ПАЛИВА

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування
Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Борис ТИМОШЕВСЬКИЙ

Здобувач освіти



Ілля ВЯЗЬМІН

Миколаїв 2024

Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ДВЗ, У та ТЕ
Олексій ГОГОРЕНКО

« » 20 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Вязьмін Ілля Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Покращення паливної економічності головного двигуна шляхом використання газоподібного палива

2. Керівник роботи д.т.н., проф. Тимошевський Б. Г.,
(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 Двигун – MAN B&W 6S46MC-C; паливо – дизельне, газове; потужність двигуна – 7860 кВт, частота обертання колінчастого валу – 129 хв⁻¹

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

Застосування двигуна MAN B&W 6S46MC-C на газовозі «POLAR VIKING»;
Особливості застосування газового палива в суднових двигунах; Модернізація
двигуна MAN B&W 6S46MC-C шляхом використання газового палива; Економічне
обґрунтування впровадження модернізованого двигуна; Забезпечення вимог
охорони праці

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Загальний вигляд газозову «POLAR VIKING»; Поперечний розріз двигуна MAN
B&W 6S46MC-C; Схема паливної системи; Схема роботи модуля управління подачі
газового палива; Газова форсунка

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Оформлення 1 розділу		
2	Оформлення 2 розділу		
3	Оформлення 3 розділу		
4	Оформлення 4 розділу		
5	Оформлення 5 розділу		
6	Оформлення креслень		

Здобувач освіти

Керівник роботи

 (підпис)

 (прізвище та ініціали)

 (підпис)

 (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній розроблений комплекс заходів щодо поліпшення паливної економічності головного двигуна шляхом використання газового палива. Розглянуто економічне обґрунтування впровадження модернізації. Наведені заходи щодо забезпечення охорони праці.

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 67 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 10 джерел. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

Ключові слова: моторний газ, форсунка, модуль управління, згоряння.

The qualification work develops a set of measures to improve the fuel efficiency of the main engine by using gas fuel. The economic justification of the modernization implementation is considered. Measures to ensure labor protection are presented.

The qualification work is executed in Ukrainian language on 67 pages of explanatory note. 10 sources are used. The graphic part is presented on 5 drawings of format A1

Key words: engine gas, injector, control module, combustion.

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Застосування двигуна MAN B&W 6S46MC-C на газовозі «POLAR VIKING».....	5
Розділ 2. Особливості застосування газового палива в суднових двигунах.....	21
Розділ 3. Модернізація двигуна MAN B&W 6S46MC-C шляхом використання газового палива.....	36
Розділ 4. Економічне обґрунтування впровадження модернізованого двигуна.....	48
Розділ 5. Забезпечення вимог охорони праці.....	53
Висновки.....	61
Список використаної літератури.....	62
Додаток А. Загальний вигляд газовозу «POLAR VIKING».....	63
Додаток Б. Поперечний розріз двигуна MAN B&W 6S46MC-C.....	64
Додаток В. Схема паливної системи.....	65
Додаток Г. Схема роботи модуля управління подачі газового палива.....	66
Додаток Д. Газова форсунка.....	67

ВСТУП

Проблема економії рідкого палива залишається актуальною. Зростання його споживання у транспортному секторі супроводжується виснаженням доступних і зручних для розробки нафтових родовищ, що змушує освоювати нові, важкодоступні місця видобутку. Це призводить до підвищення вартості як сировини нафти, так і продуктів її переробки. Водночас є значні запаси високоякісного моторного палива, яке можна використовувати без додаткової хімічної обробки. Йдеться про природний газ. У ролі моторного палива він має переваги перед нафтовими продуктами. Застосування природного газу в двигунах транспорту забезпечує високі техніко-економічні показники завдяки його відмінним антидетонаційним властивостям, сприятливим умовам утворення суміші та широким межах займання у поєднанні з повітрям.

Мета даної роботи – розробити умови щодо покращення параметрів роботи головного суднового двигуна шляхом використання газового палива.

Задачі що вирішуються у роботі:

1. Проаналізувати особливості конструкції й експлуатації суднового малообертового двигуна.
2. Розробка паливної газової системи.
3. Оцінити запропоновані рішення, технічні рекомендації та заходи з техніки безпеки.

Об'єкт дослідження – паливна газова система.

Предмет дослідження – параметри паливної газової системи.

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1
ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА MAN B&W 6S46MC-C НА ГАЗОВОЗІ
«POLAR VIKING»

Багаторічний досвід HYUNDAI у будівництві суден-газовозів продовжує винагороджуватися замовленнями на судна цих типів, обрані з портфоліо проектів суден різної вантажопідйомності. Hydroship A/S, дочірня компанія великого норвезького комбінату Norsk Hydro, обрала для перевезення скрапленого газу судно місткістю 60000 м³ «Polar Viking», яке приблизно відповідає звичайному нафтовому танкеру водотоннажністю близько 46 000 тонн.

Нещодавно опублікована робота на тему газовозів (Fully Refrigerated Carriers, автор Сід Харріс) свідчить про те, що загальний дизайн і конструкція мало змінилися відтоді, як 40 років тому було поставлено перше судно цього типу, і «Polar Viking» (рис. 1.1 – 1.2, табл. 1.1) [1] відповідає нині стандартному плануванню, маючи палубу врівень з поверхнею без форштевня і блокову надбудову в кормовій частині, побудовану над машинним відділенням.

Корпус судна має однокорпусну конструкцію з баластними цистернами на верхньому і нижньому крилі, а вантажний простір розділений на чотири трюми, в кожному з яких встановлено окремо стоячі призматичні цистерни з низькотемпературної вуглецевої сталі на сидельних опорах.

Вони ізольовані пінополіуретаном товщиною 120 мм і обшиті сталевим листом Aluzink товщиною 5 мм. Конструкція резервуара розрахована на максимальний тиск пари 0,25 бар і найнижчу температуру -48 °С. Цистерни з подвійним дном з'єднані з сусідніми цистернами нижнього крила, утворюючи водяні баластні простори, які розділені по центральній лінії килем з каналів.

					<i>KPM.142.6222м.24.03.00.ПЗ</i>	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



Рисунок 1.1 – Газовоз Polar Viking

					<i>КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

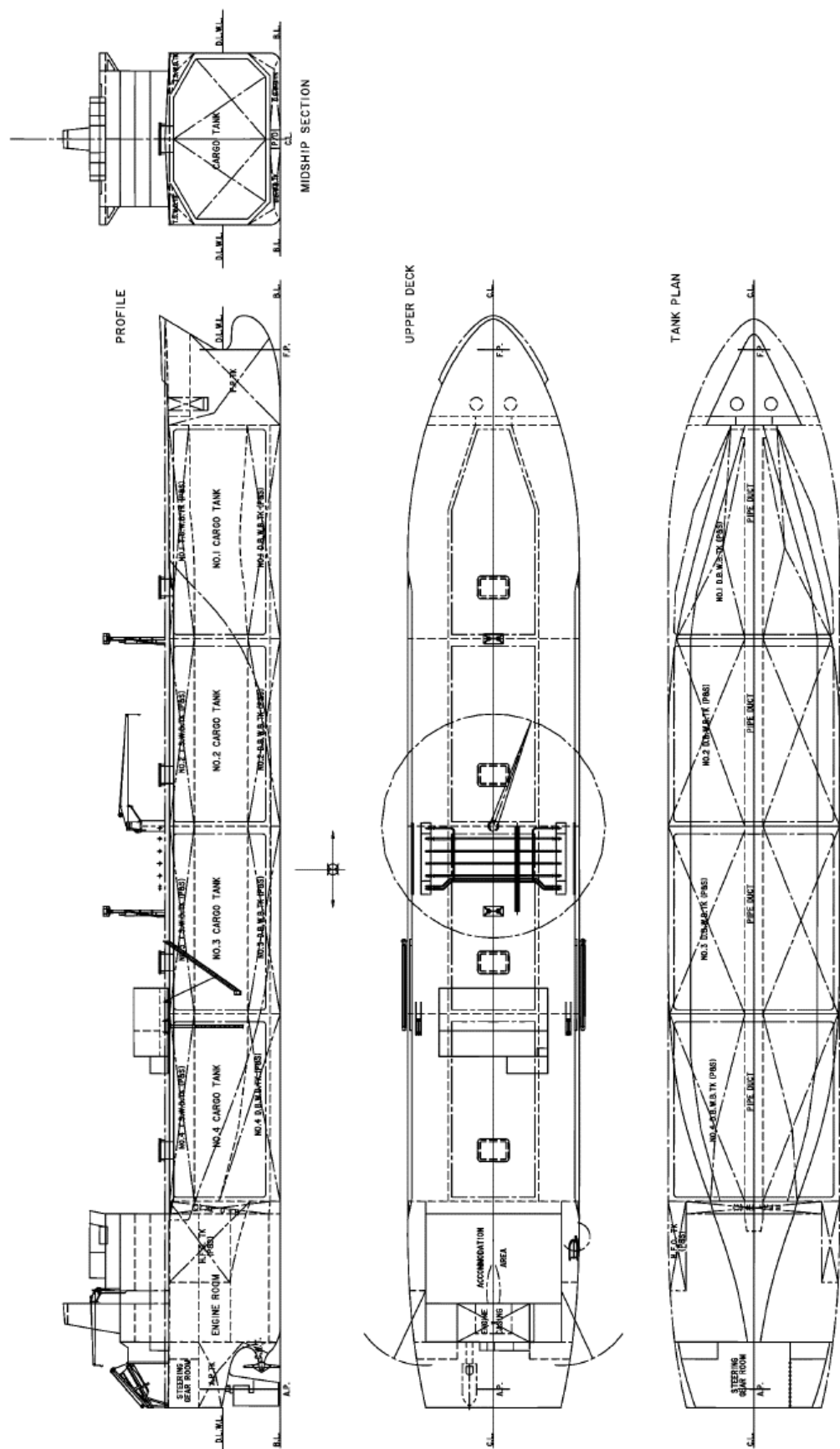


Рисунок 1.2 – Загальний вигляд газовозу Polar Viking

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ

Аркуш

7

Polar Viking сконфігурований для одночасної обробки двох вантажів, один з яких може бути рефрижераторним. Зазвичай це продукти типу 2G, такі як природний газ, безводний аміак, бутадієн, бутан (ISO і звичайний), бутилен, комерційний пропан (макс. 3,0 молекулярних % етану в рідкій фазі), 1,3-пропан і пропілен. Інші продукти можуть перевозитися, якщо їх токсичність, агресивність, тиск, температура і питома вага знаходяться в межах проекту.

Внутрішнє покриття цистерн не наноситься, але нержавіюча сталь марок 316L і 304L використовується для трубопроводів, а також у конструкції восьми вантажних насосів, які мають вертикальну заглибну конструкцію Hamworthy Svanehøj, з електричним приводом і встановлені по два в кожній цистерні. Продуктивність кожного з них становить 500 м³/год, що забезпечує час розвантаження приблизно 15 годин, а завантаження здійснюється за аналогічний час, з урахуванням повернення парів на берег.

Підтримувати стан вантажу допомагає рефрижераторна установка, встановлена в рубці на верхній палубі, яка включає чотири безмасляні двоступеневі вантажні компресори, здатні одночасно працювати з двома сумісними сортами вантажу.

Hyundai Heavy Industries побудувала головний двигун MAN B&W 6S46MC-C потужністю 7860 кВт при 127 об/хв, гребний гвинт діаметром 6700 мм і три дизельні генераторні установки потужністю 1200 кВт кожна при 720 об/хв.

Потреба в парі забезпечується допоміжним мазутним котлом KangRim продуктивністю 3000 кг/год, доповненим економайзером випускних газів продуктивністю 1500 кг/год. Інше встановлене обладнання включає нагрівач вантажу з конденсатором та генератор інертних газів.

Судно ходить під прапором Португалії. Позивний судна – CQCL. IMO – 9292216. MMSI – 255626000.

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 1.1 – Головні характеристики судна

Параметр	Значення
Довжина максимальна, м	204,90
Довжина між перпендикулярами, м	195,00
Висота до палуби, м	20,80
Ширина найбільша, м	32,20
Проектна осадка, м	10,80
Максимальна осадка, м	11,90
Дедвейт, т	42700
Швидкість судна, вуз	16,0
Об'єм баластних цистерн, м ³	16900
Об'єм цистерн важкого палива, м ³	2000
Об'єм цистерн дизельного палива, м ³	200,0
Повна водотоннажність судна, т	51700
Classification society and notations: Germanischer Lloyd +100 A5 Liquefied Gas Carrier, NA V-D, IW, Ship Type 2G, (- 48oC, 0.690kg/h at atmospheric), MC, AUT, INERT	

Опис двигуна MAN B&W 6S46MC-C

Двигун MAN B&W 6S46MC-C [2] – це двохтактний, шестициліндровий, реверсивний однорядний двигун внутрішнього згорання з вертикально розташованим циліндрами. Поперечний розріз зображений на рис. 1.3.

На малих обертах двигун забезпечується роботою допоміжних компресорів з електричним приводом. Під час збільшення навантаження компресори автоматично відключаються при досягненні надмірного тиску надуву 0,065–0,07 МПа, а при зменшенні навантаження вони включаються знову при падінні тиску надувного повітря до 0,045–0,040 МПа. На максимальних обертах двигуна повітря стискається до тиску 0,26–0,35 МПа.

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

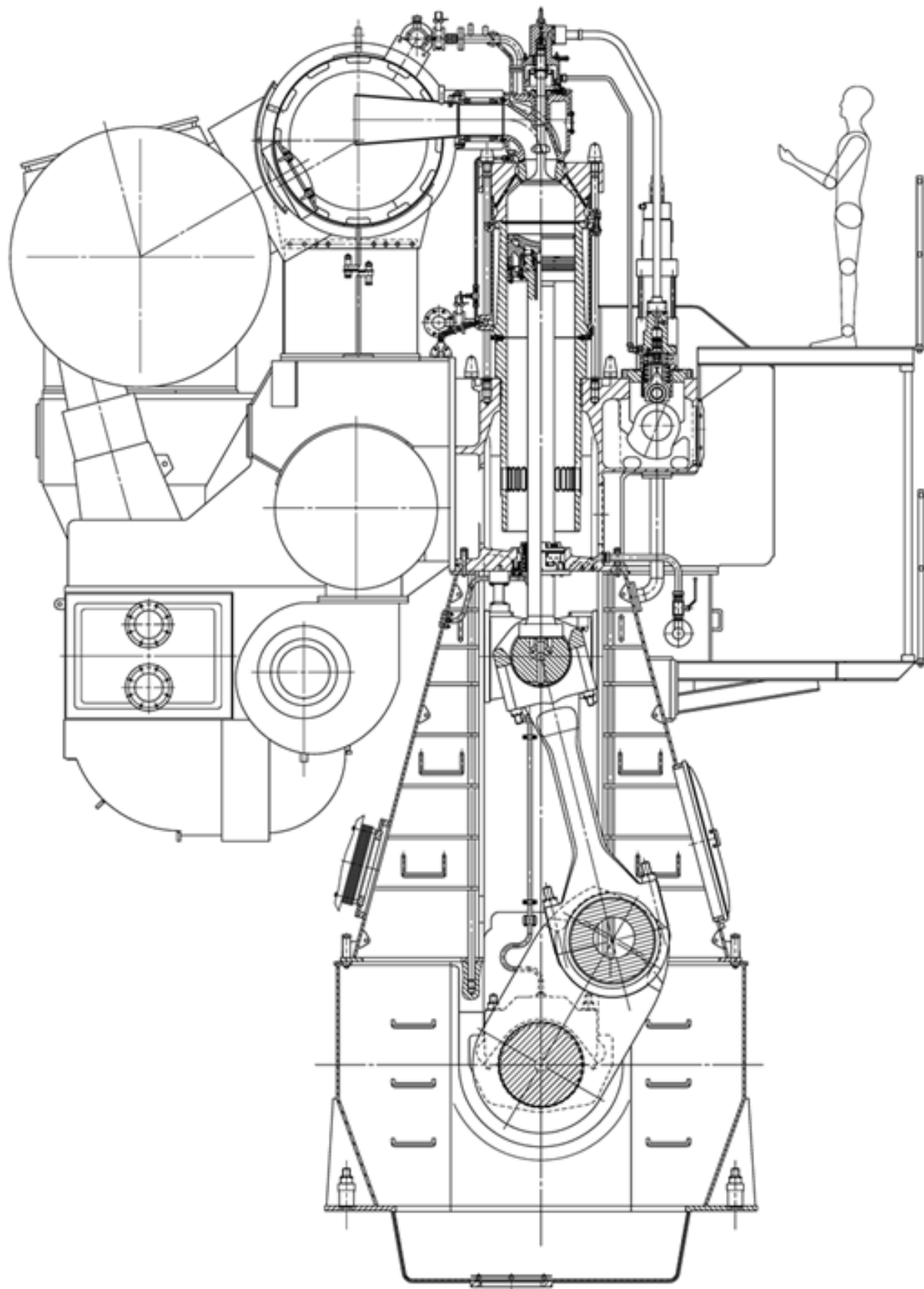


Рисунок 1.3 – Повздовжній розріз двигуна MAN B&W 6S46MC-C

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6222м.24.03.00.ПЗ

Аркуш

10

Вихлопні гази з усіх циліндрів надходять у спільний вихлопний ресивер, що утворює систему наддуву з постійним тиском. Фундаментна рама двигуна відрізняється підвищеною жорсткістю завдяки коробчастій формі, яка перевершує попередні конструкції. У фундаментній рамі розташовані поперечні литі сталеві опори для рамних підшипників, у яких встановлені сталеві тонкостінні вкладиші з білим металом.

У передній частині двигуна передбачено невеликий відсік для поршневого демпфера осьових коливань та ланцюгового приводу противаг, які забезпечують урівноваження моментів другого порядку.

Кришка циліндра (рис. 1.4) виготовлена зі сталі та має центральний отвір для випускного клапана, який фіксується чотирма шпильками. Крім цього, у кришці передбачені отвори для форсунок, які монтуються в корпусах за допомогою шпильок із гайками та тарілчастими пружинами. Також є отвори для пускового клапана, подачі пускового повітря, запобіжного клапана та індикаторного крана.

У нижній частині кришки розташована охолоджуюча сорочка, яка утворює порожнину для охолодження. Додаткова охолоджуюча порожнина формується навколо сидла випускного клапана після його монтажу. Обидві порожнини з'єднані великою кількістю радіальних отворів, що забезпечують ефективне охолодження кришки.

Охолоджуюча вода надходить із сорочки навколо втулки циліндра, проходить через перехідник до сорочки кришки циліндра та далі до порожнини навколо сидла випускного клапана. Вода відводиться з кришки через два вихідні отвори: один направляє її в основну випускную трубу охолоджуючої системи, інший – через корпус випускного клапана.

Ущільнення між кришкою циліндра і втулкою забезпечується ущільнювальним кільцем із м'якої сталі.

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

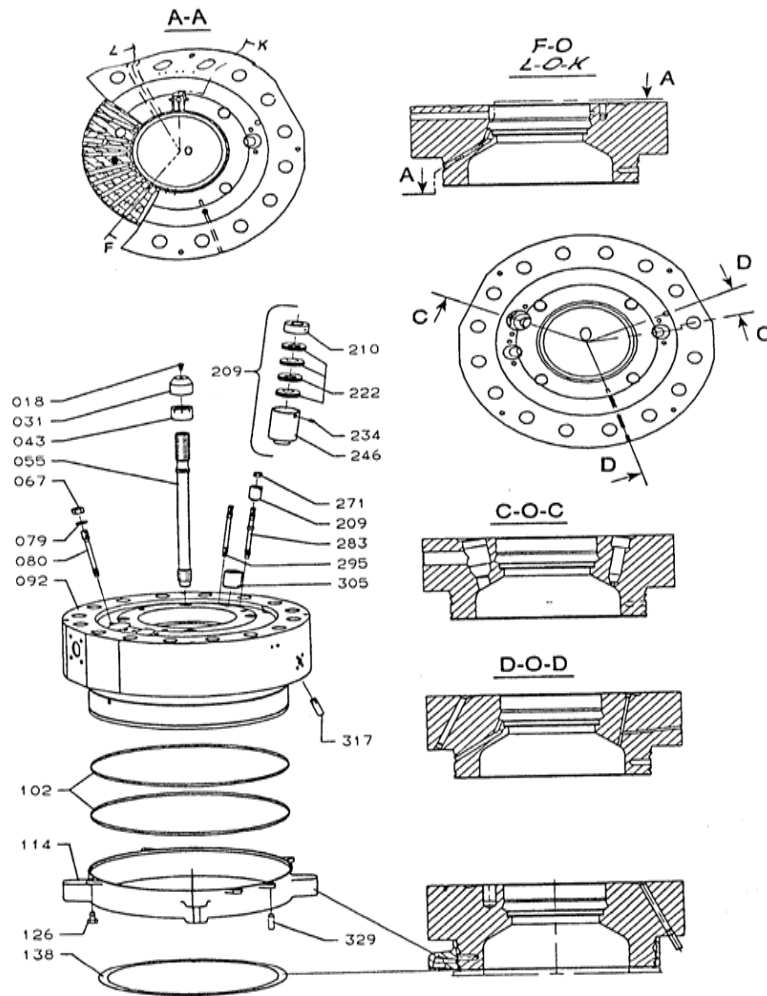


Рисунок 1.4 – Кришка циліндра

Кришка циліндра кріпиться до верхньої частини втулки циліндра за допомогою шпильок, закріплених у циліндровому блоці. У верхній частині кришки встановлено сталеве кільце, обладнане гідравлічним пристроєм для затягування кожної шпильки. Отвори в кільці утворюють циліндри затяжних пристроїв, які з'єднані між собою масляними каналами. Кожен циліндр оснащений поршнем з ущільнюючими кільцями у двох комплектах.

Гайка для кріплення кришки циліндра має три компоненти: внутрішню гайку, що встановлюється на шпильці та впирається в поршень затяжного пристрою, зовнішню гайку з різьбленням, яке відповідає зовнішній різьбі внутрішньої гайки, та пристрій затягування. У процесі затягування внутрішню гайку разом із поршнем нагвинчують за допомогою воротка. Коли в системі

піднімається гідравлічний тиск, поршень рухається вгору, викликаючи невелике подовження шпильки. У цей момент зовнішня гайка затягується вниз за допомогою воротка. Після зниження гідравлічного тиску зусилля затягування передається через зовнішню гайку на кришку циліндра.

На гідравлічному кільці між двома затяжними пристроями з боку розподільного вала встановлено обтискну муфту для підключення гідронасоса високого тиску. У верхній частині кільця, між пристроями, розміщені гвинти для випуску повітря.

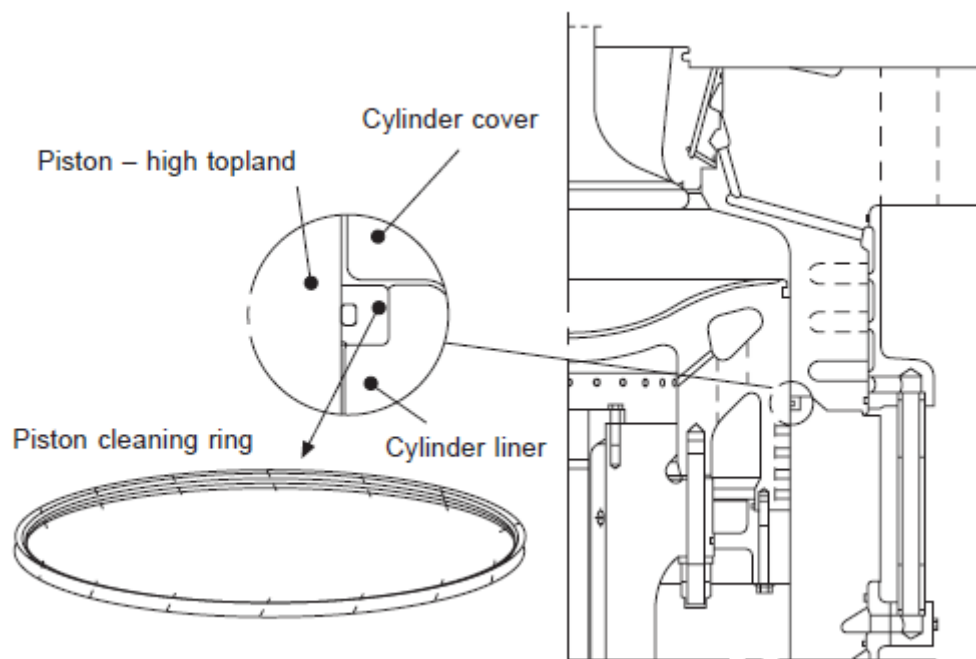


Рисунок 1.5 – Гідравлічне кільце втулки циліндру та схема його розташування

Головка поршня закріплюється на верхній частині штока за допомогою болтів, які фіксуються стопорним дротом. Поверхня головки поршня покрита теплостійким матеріалом. На головці розташовані канавки з хромовим покриттям для встановлення чотирьох поршневих кілець. Два верхніх кільця можуть мати збільшену висоту. Усі поршневі кільця оснащені косими роз'ємами: на кільцях №1 і №3 роз'єм правий, а на кільцях №2 і №4 – лівий.

У верхній частині головки поршня передбачена канавка для монтажу підіймальних пристроїв. Шток поршня має наскрізний отвір для труби подачі

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

охолоджувального масла, яка кріпиться до верхньої частини штока за допомогою болтів із відбортовкою.

Охолоджувальне масло подається через телескопічну трубу до крейцкопфа, далі проходить через свердлення в основі штока поршня і по трубі охолоджувального масла в штоку до головки поршня.

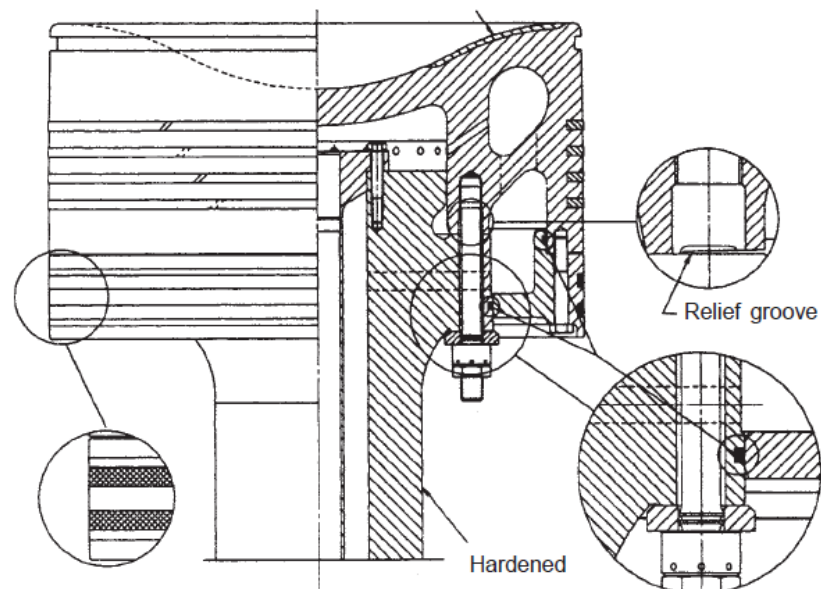


Рисунок 1.6 – Поршень

Масло проходить через серію отворів у ребрах жорсткості головки поршня і потрапляє в простір навколо труби охолоджувального масла в штоку поршня. Біля виступів нанесені ризи, які вказують кути випередження подачі палива. Кожна риска відповідає певному куту повороту колінчастого валу.

З отвору в основі штока поршня масло спрямовується через крейцкопф до зливного коліна, а потім у трубу з прорізом, розташовану всередині картера двигуна. Воно також проходить через датчики контролю потоку та температури масла. Нижня частина штока поршня опирається на торцевий виріз у поперечині крейцкопфа, орієнтуючись за допомогою направляючої труби в крейцкопфі. Шток закріплюється на поперечині крейцкопфа чотирма болтами, які вкручуються крізь основу штока поршня в крейцкопф. Болти фіксуються стопорним дротом.

В отворі для штока поршня, розташованому в днищі ресивера наддувного повітря, встановлено сальник, який запобігає проникненню масла з картера в порожнину наддувного повітря, а також витoku повітря в картер. Сальник кріпиться до фланця, зафіксованого болтами до днища ресивера наддувного повітря. Під час ревізії поршня сальник виймається разом із штоком, але може бути розібраний окремо під час обслуговування в картері, залишаючи поршень у двигуні. Корпус сальника складається з двох частин, з'єднаних болтами.

Циліндрова секція двигуна складається з ряду блоків циліндрів, які кріпляться до картера і фундаментної рами двигуна за допомогою наскрізних вертикальних анкерних зв'язків. Блоки циліндрів з'єднані між собою через вертикальні роз'єми.

У верхній частині і приблизно на половині висоти блоку передбачені центральні отвори для встановлення втулки циліндра. Верхня частина блоку формує порожнину для охолоджувальної води навколо середньої частини втулки, тоді як нижня частина утворює порожнину для наддувного повітря. Центральний отвір у днищі блоку призначений для встановлення сальника штока поршня. Днище виконане подвійним і має порожнину для циркуляції охолоджувальної води [3].

З боку випуску в блоці є круглий отвір, який з'єднує простір наддувного повітря навколо втулки з ресивером наддувного повітря, що тягнеться вздовж двигуна. Також у блоці розташовані входи для подачі охолоджувальної води, мастильного масла, а також вихідні трубки для охолодження. Блок обладнаний кришками для очищення та огляду порожнин охолоджувальної води і наддувного повітря.

Для кріплення кришки циліндра в блоці передбачені шпильки, які оснащені ущільнювальними кільцями, що запобігають корозії різьби. Втулка циліндра, яка виступає над блоком, оснащена охолоджувальною сорочкою і

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

отворами для охолодження. Ущільнення порожнини охолоджувальної води забезпечують гумові кільця, встановлені в канавках на втулці циліндра.

Охолоджувальна вода подається через водяні перехідники з блоку циліндра в нижню частину охолоджувальної сорочки. Потім вона проходить через систему охолоджувальних трубок у втулці, піднімається у верхню частину сорочки, звідки через водяні перехідники спрямовується в охолоджувальну сорочку нижньої частини кришки циліндра.

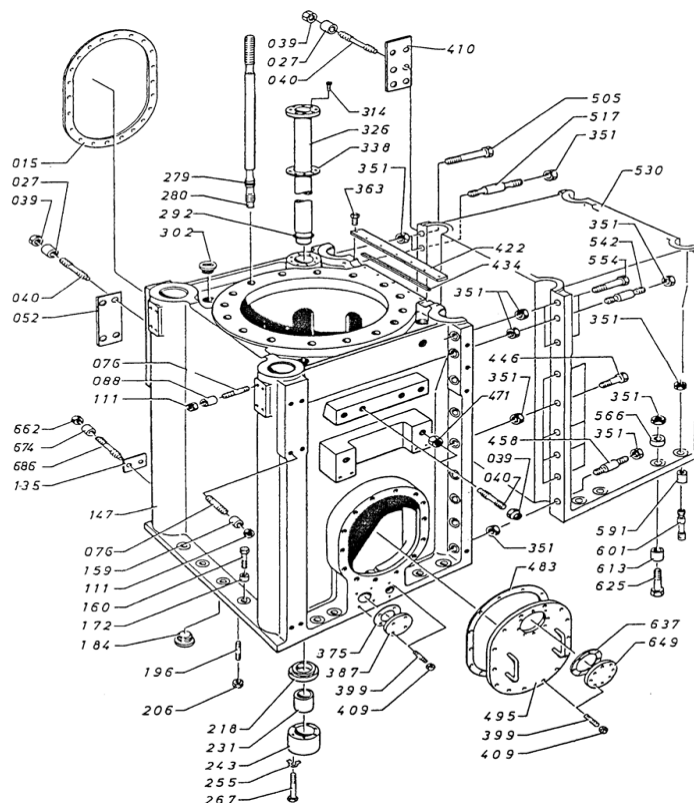


Рисунок 1.7 – Секція блоку циліндрів

Втулка циліндра фіксується у верхній частині блоку циліндра за допомогою кришки, а всередині блоку спрямовується отвором, розташованим на середній висоті. Це дозволяє втулці вільно розширюватися вниз під час нагрівання при роботі двигуна. Для запобігання витoku охолоджувальної води та наддувного повітря використовуються чотири ущільнювальні кільця з силіконової гуми, розміщені в канавках направляючої частини втулки: два для

охолоджувальної води і два для наддувного повітря. Між ущільнювальними кільцями є отвір, який дозволяє перевіряти герметичність ущільнень.

Частина втулки циліндра, що знаходиться в порожнині наддувного повітря блоку, оснащена рядом вікон для наддувного повітря. Ці вікна відкриваються, коли поршень досягає нижнього положення. Вікна виконані під нахилом до осі втулки, що забезпечує обертальний рух наддувного повітря в циліндрі.

У зоні між охолоджувальною сорочкою та блоком циліндра, на вільній частині втулки, розташовані отвори з клапанами, які подають масло в циліндр. На робочій поверхні циліндра ці отвори з'єднані зигзагоподібними мастильними канавками, що сприяють рівномірному розподілу масла.

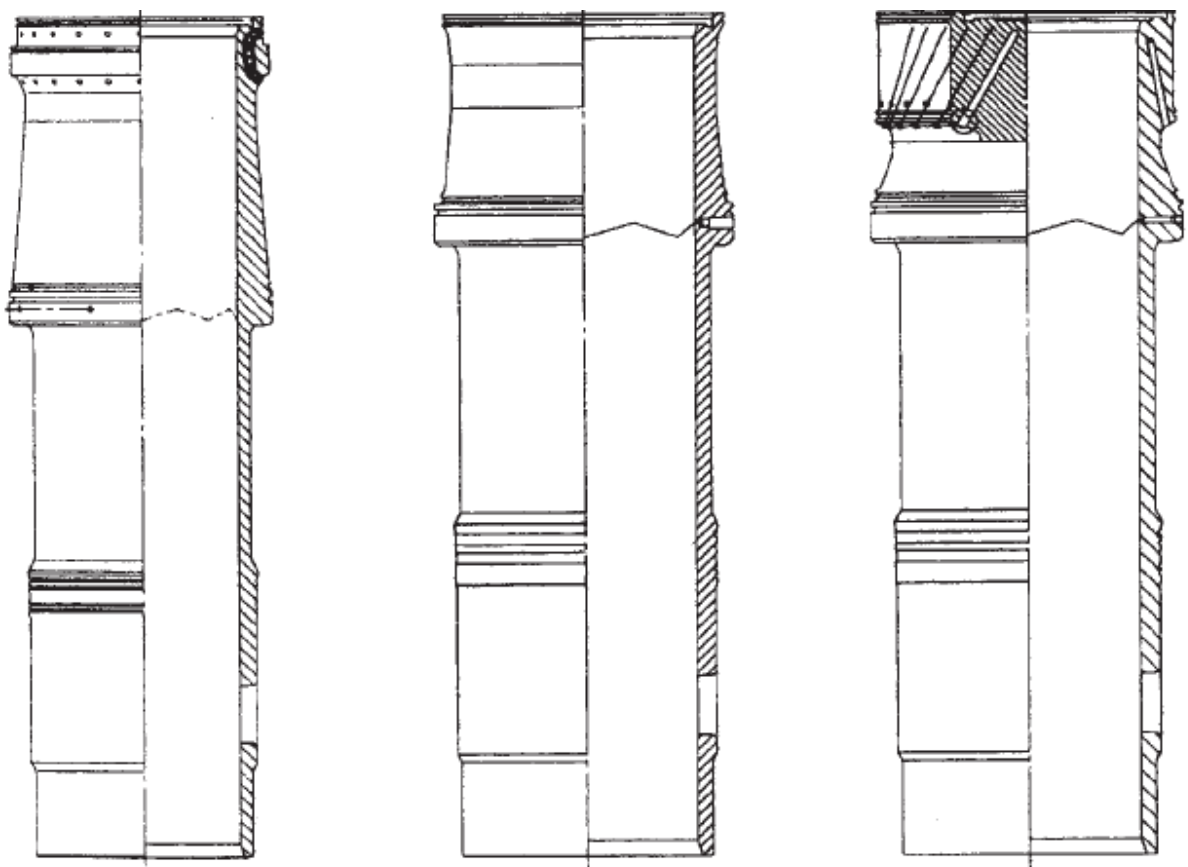


Рисунок 1.8 – Втулка циліндру

Крейцкопф виконаний у формі центральної частини (поперечини) з шийками опорних підшипників на кожному кінці, на яких встановлені плаваючі напрямні черевики. Центральна частина крейцкопфа слугує основою для головного підшипника крейцкопфа. У кришці цього підшипника передбачено виріз для з'єднання штока поршня з крейцкопфом.

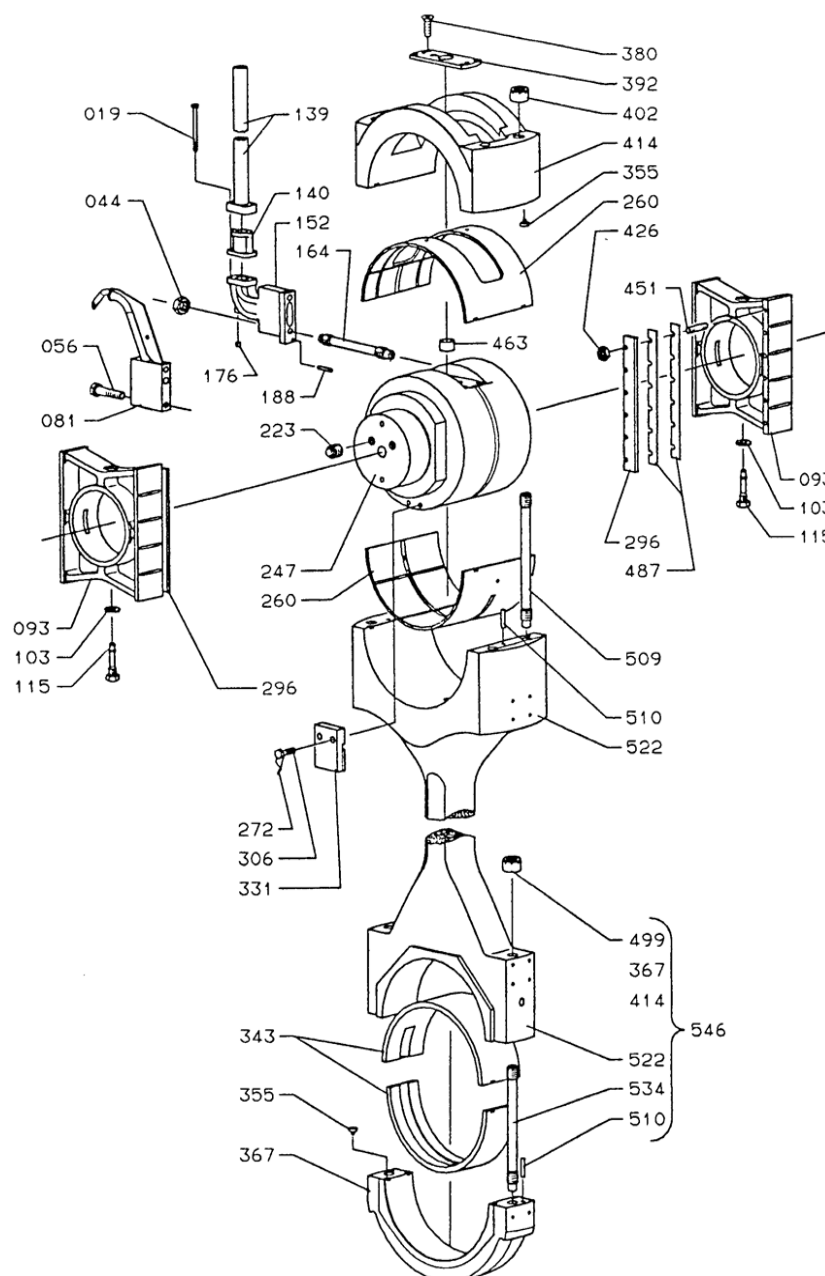


Рисунок 1.9 – Крейцкопф

Головний підшипник оснащений вкладишами з шаром білого металу, при цьому нижній вкладиш має додаткове покриття, нанесене роликовим методом.

Шток поршня спирається на крейцкопф і утримується напрямним кільцем. Для адаптації до різних модифікацій двигуна між штоком поршня і крейцкопфом може бути встановлена прокладка. Шток поршня закріплюється на крейцкопфі чотирма болтами.

До кронштейна крейцкопфа, розташованого між напрямним черевиком і підшипником, прикріплена телескопічна труба для подачі мастильного і охолоджувального масла. На протилежному кінці поперечини закріплена випускна труба для відведення масла, яке охолоджує поршень. Ця труба ковзає всередині прорізаної труби, встановленої в картері двигуна. Масло зливається через систему контролю, яка перевіряє температуру і витрату для кожного циліндра, і направляється до цистерни мастильного масла.

Крейцкопф має свердлені канали для розподілу масла, яке надходить через телескопічну трубу. Частина масла використовується для охолодження поршня, інша — для змащування головного підшипника, напрямних черевиків, а також для змащення мотильового підшипника через отвори в шатуні.

Поверхні ковзання напрямних черевиків покриті шаром білого металу. У нижній частині центрального отвору крейцкопфа встановлений стопорний болт. Крейцкопф переміщається по напрямних у картері двигуна і захищений від зсуву напрямними планками, які кріпляться до черевиків. Збірка підшипника виконується за допомогою чотирьох шпильок із гайками.

Колінчастий вал напівскладовий, тобто його частини з'єднуються шляхом гарячої насадки або зварювання. У двигунах із 4–8 циліндрами колінчастий вал виготовляється цілним. Рамні підшипники змащуються через відгалуження від головного маслопроводу до кожного підшипника, тоді як мастило для мотильових підшипників подається з крейцкопфа через отвори в шатунах.

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

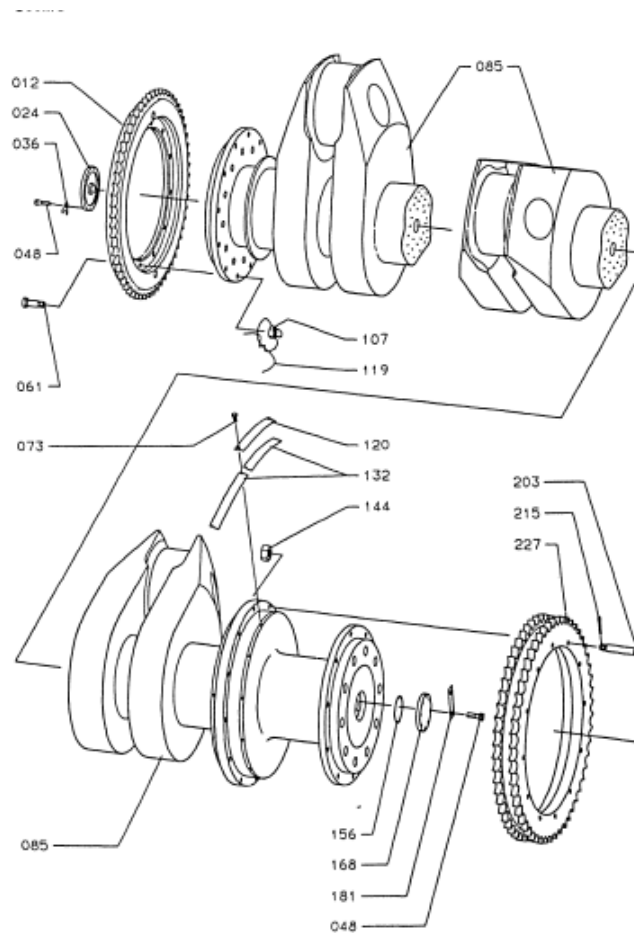


Рисунок 1.10 – Колінчатий вал

На кормовому кінці колінчастого вала встановлено маховик і упорний диск упорного підшипника. У двигунах із 4–8 циліндрами на цьому кінці також розміщена зірочка для ланцюгового приводу розподільного вала.

На носовому кінці колінчастого вала можуть бути встановлені додатковий маховик, демпфер крутильних коливань, а також зірочка для ланцюгового приводу компенсатора моментів другого порядку.

РОЗДІЛ 2

ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ГАЗОВОГО ПАЛИВА В СУДНОВИХ ДВИГУНАХ

Використання природного газу на морських і річкових транспортних суднах

Газове моторне паливо на водному транспорті наразі застосовується переважно на морських газовозах (метановозах). Під час транспортування СПГ відбувається постійне випаровування вантажу в обсязі 0,2...0,3% на добу. Для зменшення втрат випаровуваний газ можна знову зріджувати та повертати у вантажні танки або використовувати як паливо для головних двигунів [4].

Аналіз показує, що використання випаровуваних газів як палива для головних двигунів може компенсувати річні втрати від випаровування за рахунок економії на нафтовому паливі. Для деяких типів метановозів це є більш економічно вигідним, ніж повторне зрідження, яке потребує встановлення дорогого обладнання. Однак використання лише випаровуваного газу як палива неможливе через його нерівномірне випаровування. Це залежить від таких факторів, як ефективність теплоізоляції, форма, обсяг, конструкція і ступінь заповнення танків, стійкість і качка судна, а також погодні умови.

Для стабільної подачі газу в двигун може виникати потреба в скиданні надлишків метану в атмосферу або компенсації нестачі газу нафтовим паливом. У зв'язку з цим сучасні енергетичні установки метановозів адаптовані для роботи на двох видах палива. Найпростішими для переобладнання є газодизелі, які можуть працювати на природному газі та рідкому паливі. Разом із цим на метановозах також використовуються паротурбінні та газотурбінні установки як головні двигуни.

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У майбутньому можливе впровадження головних газових двигунів, що працюють виключно за газовим циклом. Для цього паливні танки для рідкого палива мають бути замінені на кріогенні ємності для зберігання ЗПГ, подібні до вантажних танків метановозів.

На сучасних метановозах використовуються різні конструкції вантажних танків, які поділяються на два основних типи: об'єднані з корпусом судна та самонесучі. Танки об'єданого типу (інтегральні) утворюються подвійним дном і подвійними бортами корпусу судна, ізоляція яких розташовується з баластного боку перекриттів. Газовози такого типу будуються в Японії для перевезення нафтових газів. До них також належать мембранні танки з вторинним бар'єром.

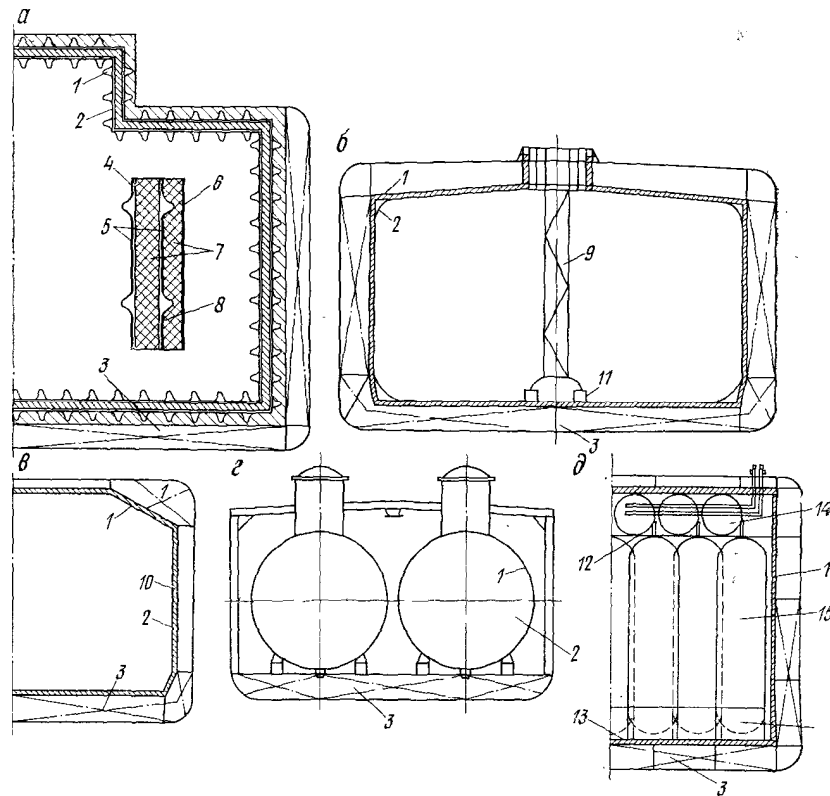


Рисунок 2.1 – Деякі конструктивні рішення транспортних танків газовозів:

- 1 – ізоляція; 2 – вантажний танк; 3 – баластний відсік; 4 первинний бар'єр;
 5 – фанера; 6 – переборка; 7 – поліхлорвінільний пінопласт; 8 – вторинний
 бар'єр (нержавіюча сталь); 9 – трубопроводи; 10 – внутрішній борт;
 11 – насоси; 12, 13 – верхнє та нижнє опорне перекриття; 14 – горизонтальний
 резервуар; 15 - вертикальні резервуари; 16 - збірний лоток

Проміжним варіантом між мембранними та самонесучими танками є танки напівмембранного типу (рис. 2.1, б). Вони мають конструкцію вставних призматичних ємностей із заокругленими кутами та гранями. Це рішення дозволяє таким танкам витримувати температурні деформації та власну вагу у порожньому стані. Проте, після заповнення рідким газом, тиск вантажу, як і у мембранних танках, передається через ізоляцію на корпус судна.

До об'єднаного типу танків належать конструкції з внутрішньою ізоляцією (рис. 2.1, в), виконаною з пінополіуретану. Самонесучі танки представлені призматичними плоскостінними, циліндричними (рис. 2.1, г), багаторезервуарними (рис. 2.1, д), сферичними та циліндричними конструкціями.

Сферичні танки виготовляються з холодостійких матеріалів і мають зовнішню ізоляцію. Незважаючи на складнощі зі зварюванням товстих листів холодостійкої сталі, використання таких танків має ряд переваг. Зокрема, відсутня потреба у вторинному бар'єрі, оскільки сферичні танки розраховуються як посудини високого тиску. Це спрощує розрахунок міцності, дозволяє підвищувати тиск усередині танка до 0,3 МПа та забезпечує можливість вивантаження газу шляхом видавлювання у разі відмови насосів.

Додатково підвищується безпека експлуатації, оскільки більша частина танка розташована на відстані від зовнішньої обшивки корпусу, що зменшує ризик пошкодження при зіткненнях. Також сферичні танки простіші в ізоляції.

Циліндричні танки, які виготовляються зі сталі, стійкої до низьких температур, можуть встановлюватися як уздовж, так і поперек корпусу судна. У США розроблені також циліндричні танки із залізобетону.

Для виготовлення вантажних танків використовуються матеріали з високою ударною в'язкістю при низьких температурах, невеликим коефіцієнтом теплового розширення та гарною зварюваністю. Вкладні

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

вантажні танки зазвичай виготовляють із 9%-ної нікелевої сталі, алюмінієвих сплавів або нержавіючої сталі. Для мембран використовують сталь «інвар» із 36% нікелю, а також високолеговану хромонікелеву сталь із 10% нікелю та 18% хрому.

Ізоляція танків має складну багатокомпонентну конструкцію. Найбільш поширеними ізоляційними матеріалами є бальзове дерево, поліуретанова і полівінілхлоридна піна, скловата, скловолокно та перліт.

Окрему увагу привертають багаторезервуарні вантажні танки, які представляють собою об'єднані у групи вертикальні зварні алюмінієві труби діаметром 3 м. Встановлені в трюмах судна, вони ефективно використовують внутрішній об'єм корпусу. Поділ вантажних танків на велику кількість незалежних трубчастих резервуарів мінімізує транспортні ризики, зменшує вплив вільної поверхні рідкого вантажу (ЗПГ) і практично усуває динамічні навантаження від гідравлічних ударів.

Ізоляція в таких конструкціях розташовується на внутрішніх поверхнях подвійного корпусу судна, а не на танках. Основною вимогою до ізоляції є забезпечення термічного захисту, оскільки механічні навантаження від танків на конструкцію судна відсутні.

Об'єднання окремих трубчастих резервуарів у групи забезпечує рівномірне заповнення під час навантаження, а також надає гнучкість у використанні, дозволяючи одночасно транспортувати різні рідкі вантажі.

Різноманітність конструкцій вантажних танків для перевезення ЗПГ свідчить про те, що єдиний конструктивний тип метановозів ще не сформувався. Проте розглянуті конструктивні особливості таких танків можуть бути використані для проектування паливних ємностей ЗПГ, придатних не лише для метановозів, а й для морських і річкових суховантажних суден. Водночас слід враховувати, що щільність ЗПГ приблизно вдвічі менша, ніж у традиційних нафтових палив. Тому об'єм паливних ємностей для ЗПГ, які забезпечують ту ж дальність плавання від

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

одного бункерування, повинен бути вдвічі більшим, ніж для дизельного палива. Це часто потребує змін у конструкції суден, щоб розмістити паливні танки збільшеного об'єму.

Використання природного газу в стислому (CNG) або зрідженому (ЗПГ) вигляді на морських і річкових суховантажних суднах вимагає розвитку мережі заправних комплексів (газонаповнювальних компресорних станцій або баз виробництва ЗПГ) для бункерування таких суден.

Насамперед, така мережа може бути створена в межах країни для забезпечення бункерування морських суден прибережного плавання, річкових суден та портового флоту. Для цього в прибережних зонах морів, річок і поблизу портів будуються заправні комплекси. У разі відсутності вільних ділянок ці комплекси можуть бути розташовані на плавучих основах.

Організація бункерування суден може здійснюватися такими способами:

будівництво потужних газонаповнювальних компресорних станцій (ГНКС) або баз виробництва ЗПГ у прибережних районах поблизу магістральних газопроводів;

створення парку плавучих баз для бункерування суден стисненим або зрідженим природним газом під час рейсів (за аналогією з мобільними автозаправками).

Споживання газового палива річковим флотом має яскраво виражену сезонність, тому продуктивність газових заправних комплексів визначається з урахуванням пікових потреб у літній період. У зимовий час газове паливо може використовуватися залізничним і автомобільним транспортом. Для координації споживання газу різними видами транспорту на таких комплексах можуть бути облаштовані сховища ЗПГ для створення необхідних запасів.

У цьому плані комплекси для забезпечення річкового транспорту подібні до баз ЗПГ, які використовуються для резервного зберігання газу в промислових районах.

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

На сьогодні вітчизняна промисловість випускає залізничні ізотермічні ємності об'ємом до 44 м³, оснащені високоефективною теплоізоляцією. Вони призначені для транспортування рідкого кисню (-183 °С), азоту (-195 °С) та водню (-253 °С) на великі відстані, розраховані на робочий тиск 0,6 МПа. Добові втрати продуктів становлять лише 0,2% від об'єму.

За своїми характеристиками ці ємності можуть бути адаптовані для зберігання та транспортування зрідженого природного газу (ЗПГ, -162 °С) і використані як бункерувальні цистерни на морських поромках. Для цього потрібна невелика модифікація конструкції, щоб забезпечити відбір СПГ у потрібних обсягах та вимірювання його рівня.

Робочий тиск у 0,6 МПа дозволяє зберігати ЗПГ без необхідності дренажу. Це забезпечує відсутність скидання пари ЗПГ під час транспортування, що значно підвищує безпеку експлуатації. Відбір ЗПГ та його переміщення можуть здійснюватися шляхом підвищення тиску в ємності до 0,2–0,4 МПа за допомогою випаровування ЗПГ у штатному випарнику.

Перед подачею в газодизель ЗПГ повинен бути газифікований і нагрітий до температури, яка забезпечує стабільну роботу двигуна. Для газифікації ЗПГ та нагріву пари до температури навколишнього середовища потрібно близько 922 кДж/кг енергії (теплота випаровування ЗПГ складає 502,8 кДж/кг), що дорівнює приблизно 2% від його теплоти згоряння.

Після виходу двигуна на номінальний режим газифікація та нагрівання можуть здійснюватися за допомогою відпрацьованих газів або нагрітої води із системи охолодження двигуна. Для запуску двигуна потрібен невеликий стартовий випарник простої конструкції, де джерелом тепла може бути навколишнє повітря або вода із системи охолодження.

У разі випаровування ЗПГ водою із системи охолодження для забезпечення нормального запуску (протягом 1 хвилини) в випарнику має бути близько 100 літрів води, що забезпечить достатню кількість тепла. Якщо

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						26
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

для випаровування використовується навколишнє повітря, температура ЗПГ на вході в двигун буде на 7–15 °С нижчою за температуру повітря.

Особливості двигунів, що працюють на газовому паливі

У світовій і вітчизняній практиці двигунобудування реалізовано різні конструкції поршневих двигунів, що працюють на газовому паливі. Їхнє різноманіття дозволяє, спираючись на досвід експлуатації, визначити найперспективніші підходи до проектування таких машин.

Газові поршневі двигуни класифікують за трьома основними ознаками: способом запалення робочої суміші, методом сумішоутворення і тактністю. Найважливішим критерієм є метод запалення, оскільки він впливає на особливості робочого процесу, основні параметри і характеристики двигуна.

За способом запалення робочої суміші розрізняють три типи газових двигунів:

З іскровим запалюванням.

З запаленням від запальної дози дизельного палива (газодизелі).

З форкамерно-факельним запалюванням.

Попри значні відмінності між цими типами, усі вони використовують зовнішнє джерело запалення газоповітряної суміші.

Метод займання від стиснення, характерний для дизельних двигунів, не застосовується у газових двигунах через високу температуру займання природного газу, яка вимагає дуже високого ступеня стиснення. Відомі експериментальні спроби реалізувати дизельний принцип у газових двигунах шляхом подачі сильно збідненої газоповітряної суміші на впуску з подальшим введенням додаткового газу в кінці стиснення. У сильно стислій та нагрітій суміші відбувалося самозаймання газу. Однак цей підхід не набув широкого застосування через необхідність додаткового обладнання (спеціальних компресорів) і відсутність значних переваг перед іншими видами газових двигунів.

					<i>КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ</i>	Аркуш
						27
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Газові двигуни з примусовим запаленням передбачають утворення в циліндрі підготовленої до займання суміші до початку згоряння. Основна відмінність полягає у способі створення джерела горіння [5]:

У двигунах із іскровим запалюванням джерелом є обсяг між електродами свічки запалювання.

У газодизелях джерело горіння формується в обсязі, охопленому факелом уприснутого дизельного палива.

У форкамерно-факельних двигунах джерелом слугує попереднє згоряння невеликого обсягу газоповітряної суміші в спеціальній форкамері.

Природний газ дозволяє працювати з зовнішнім запаленням при ступенях стиснення, характерних для дизелів, що забезпечує близьку до них економічність.

На схемі (рис. 2.2, а) показано принцип іскрового запалювання. Іскра, що утворюється між масовим електродом (4) і центральним електродом (5), нагріває міжелектродний зазор (6). Виділене тепло поширюється на прилеглу зону (7), створюючи джерело займання.

Схема газорідного запалювання (рис. 2.2, б) демонструє процес, у якому впорснуті форсункою (8) факели дизельного палива (9) виступають осередками займання.

Принцип організації форкамерно-факельного запалювання показано на схемі (рис. 2.2, в). У форкамеру (10) через клапан (11) подається газ або багата газоповітряна суміш. Під час стиснення через сопло (12) у форкамеру надходить робоча суміш із циліндра. До моменту займання у форкамері утворюється суміш, оптимально підготовлена для швидкого згоряння.

Займання заряду у форкамері відбувається за допомогою свічки запалювання за принципом звичайного іскрового запалювання. У результаті швидкого згоряння суміші у форкамері утворюється факел гарячих продуктів згоряння (13), який через сопло (12) викидається в основну камеру згоряння, слугуючи джерелом займання для основної робочої суміші.

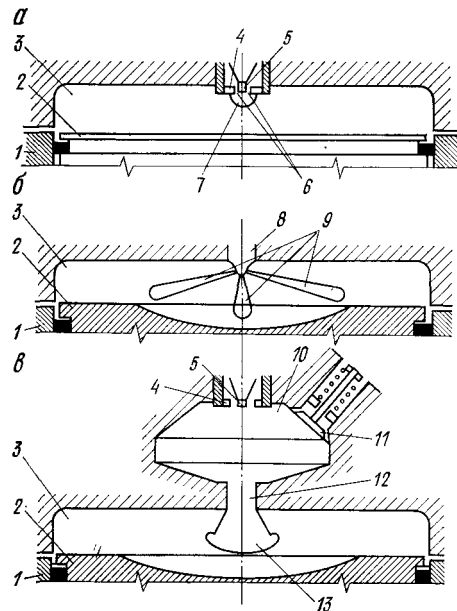


Рисунок 2.3 – Різні схеми підпалювання робочої суміші:

а – іскрове запалювання; б – газорідинна запалювання; в – форкамерно-факельне запалювання; 1 – стінки циліндра; 2 – поршень; 3 – камера згоряння; 4 – масовий електрод запалювання; 5 – центральний електрод свічки запалювання; 6 – простір межелектродного зазору свічки запалювання; 7 – обсяг заряду, що прогрівається іскрою запалювання; 8 – форсунка дизельного палива; 9 – факели дизельного палива; 10 – форкамера; 11 – клапан форкамерно газу; 12 – сопло форкамери; 13 – підпалює факел форкамери

Усі три описані способи займання використовуються в двигунах на рідкому паливі. Іскрове та форкамерно-факельне запалювання застосовуються в бензинових двигунах, а займання від стиснення паливного факела – у дизелях. Однак при використанні газового палива ці методи запалювання мають специфічні особливості, що відрізняють їх від застосування в рідинно-паливних машинах, і потребують у деяких випадках іншого конструктивного підходу.

Теорія теплового вибуху, застосована до іскрового запалювання, встановлює, що займання газу відбувається, коли кількість тепла, введенного

електричною іскрою, достатня для нагріву певного об'єму газу до критичної температури. Особливістю іскрового розряду є те, що температура нагріву іскрового проміжку обмежується значенням, при якому іонізація міжелектродного простору створює настільки високу електропровідність каналу, що тепло виділятися практично перестає. Через це, а також через високий вміст азоту в газоповітряній суміші, температура займання визначається щільністю середовища на момент проходження іскри, а не видом палива.

Вид палива впливає лише на енергію, необхідну для запалювання, через тепловий ефект реакції і енергію активації. У метану молярний тепловий ефект горіння менший, ніж у інших вуглеводнів, а енергія активації вища. Це зумовлює те, що для запалювання метанового палива потрібна значно більша енергія іскри, ніж для інших видів палива.

Варто зазначити, що кількість тепла, яка фактично передається газу, є лише часткою енергії електричного імпульсу. Згідно з дослідженнями Я. Б. Зельдовича, ефективне тепло становить лише близько 14% від загальної енергії імпульсу. Це пов'язано зі специфічним механізмом виділення енергії під час іскрового розряду.

Іскровий розряд проходить кілька стадій. Спочатку через іскровий проміжок проходить «лідер» – зона інтенсивної іонізації середовища. На наступних стадіях струм протікає через утворений іонізований канал, який має низький опір через іонізацію. У цей період майже не відбувається виділення тепла, оскільки опір іскрового проміжку значно менший, ніж у металевих провідниках. Основна частина енергії, що переходить у газ, витрачається на іонізацію каналу. Після завершення розряду енергія іонізації перетворюється на тепло під час рекомбінації іонів.

Ці особливості визначають вплив форми електричного імпульсу на здатність іскри викликати займання. Для максимальної ефективності імпульс

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

має бути сформований так, щоб якомога більша частина енергії витрачалася на іонізацію.

Усі загальні положення щодо здатності іскрового розряду запалювати паливо мають безпосереднє відношення до двигунів на газовому паливі, адже таке паливо потребує більш ефективного джерела займання. Це зумовило широке впровадження вдосконалених систем запалювання в конструкції газових поршневих двигунів.

Одним із ключових рішень є застосування здвоєної системи запалювання, коли в кожному циліндрі встановлюють дві свічки із незалежними системами створення іскрового імпульсу. Це підвищує надійність займання, особливо коли здатність іскри запалювати суміш перебуває на межі допустимого рівня. Для збільшення ефективності запалювання іскровий імпульс має бути максимально енергетичним у своїй початковій фазі. Це досягається завдяки скороченню довжини високовольтних проводів, що з'єднують котушку запалювання зі свічкою, і впровадженню індивідуальних котушок запалювання для кожної свічки. Розподіл імпульсів між циліндрами здійснюється в ланцюзі низької напруги.

Для формування іскрового імпульсу використовується тиристорна система, яка створює імпульс шляхом розрядки конденсатора через тиристор у первинний ланцюг відповідної котушки запалювання. Такий підхід дозволяє генерувати імпульси з високою напругою та крутим фронтом. Таким чином, важкі умови займання газового палива вимагають застосування систем запалювання з підвищеною надійністю і високоенергетичними імпульсами.

Газорідинний процес запалювання передбачає займання факела дизельного палива, нагрітого до необхідної температури внаслідок стиснення робочої суміші. Хоча цей процес схожий на те, що відбувається в дизелях, використання газового палива створює певні особливості. Основні відмінності полягають у наступному:

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У газорідинному процесі дизельне паливо впорскується не в повітряне середовище, а в газоповітряну суміш.

Потужність газодизеля регулюється кількістю газу, поданого в циліндр, тоді як доза впорскуваного рідкого палива залишається незмінною. У дизелях потужність регулюється зміною кількості впорскуваного палива.

Ці особливості визначають специфічні вимоги до паливної апаратури. Головним завданням є забезпечення роботи з малими подачами палива без втрати якості розпилу. Це досягається за допомогою спеціальних паливних насосів і форсунок, розрахованих на низькі циклові подачі палива.

Оскільки газова паливна апаратура має вищу інерційність порівняно з дизельною, регулювання потужності лише за рахунок кількості газу може призводити до нестійкої роботи двигуна. Найбільш раціональним є подвійне регулювання потужності: зміною кількості газу та дизельного палива. Зокрема:

Зміна кількості дизельного палива використовується для компенсації невеликих, але частих змін навантаження.

Зміна подачі газового палива застосовується для вирівнювання значних змін у потужності двигуна.

Крім того, лише за рахунок подачі газу неможливо забезпечити повний діапазон регулювання потужності двигуна, що також обґрунтовує необхідність подвійного управління паливоподачею. Ці особливості відрізняють конструкцію паливної апаратури газодизелів від аналогічних систем у традиційних дизелях.

Форкамерно-факельне запалювання в газових двигунах має свої особливості порівняно з аналогічною системою в бензинових двигунах. Головною відмінністю є вищий ступінь стиснення, який використовується в газових двигунах. Як зазначалося раніше, склад робочої суміші у форкамері до моменту запалювання визначається як складом суміші, поданої

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

безпосередньо в форкамеру, так і притоком суміші з основного об'єму циліндра.

Коефіцієнт надлишку повітря у форкамері завжди менший, ніж у циліндрі, і його зміни при зміні α є незначними. Це дозволяє спростити паливну систему, замінивши змішувач для форкамерного газу на пряму подачу газу в форкамеру. Ця особливість відрізняє паливну апаратуру газових двигунів із форкамерно-факельним запалюванням від аналогічних бензинових двигунів.

Іскрове запалювання у форкамері, так само як і в основній камері згоряння, потребує підвищеної енергії іскрового розряду. Це зумовлює встановлення двох свічок запалювання у кожній форкамері та використання тиристорної системи запалювання.

Усі описані способи запалювання припускають займання вже підготовленої паливно-повітряної суміші. Залежно від способу утворення робочої суміші двигуни поділяються на ті, що мають зовнішнє і внутрішнє сумішоутворення. Рідкопаливні двигуни з примусовим запалюванням зазвичай реалізують із зовнішнім сумішоутворенням. Аналогічні системи застосовуються і в двигунах на газовому паливі, особливо в автомобільних двигунах, завдяки простоті таких пристроїв. Змішувач у цих системах зазвичай виконується у вигляді сопла Вентурі, вбудованого у повітряний тракт. Газ подається через отвори у вузькій частині сопла, що забезпечує отримання однорідної паливно-повітряної суміші в циліндрі.

Однак відмінна здатність газового палива до сумішоутворення сприяла широкому застосуванню внутрішнього сумішоутворення, особливо у великорозмірних двигунах. У такій системі газ і повітря подаються в циліндри окремо, а змішування відбувається безпосередньо всередині кожного циліндра.

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		33

Система внутрішнього сумішоутворення найбільш раціональна для двотактного циклу, оскільки дозволяє уникнути втрат газу під час продувки циліндрів у двотактних двигунах.

Вибір тактності робочого процесу для двигунів на газовому паливі має свої особливості. Відомо, що двотактні двигуни обмежені у використанні через складнощі продувки та низький ККД, обумовлений втратами палива під час цього процесу. Однак застосування газового палива значно знижує вплив цих факторів. Завдяки більш ефективному внутрішньому сумішоутворенню на газовому паливі, яке перевершує показники рідкопаливних систем, втрата палива під час продувки практично усувається. Крім того, гарна здатність газового палива до утворення суміші та можливість роботи двигуна на збіднених сумішах зменшують вимоги до якості продувки.

У таких умовах головна перевага двотактного двигуна – вдвічі більша частота робочих циклів порівняно з чотиритактним – стає ще більш значущою. Це дозволяє рекомендувати двотактний робочий процес для двигунів на газовому паливі.

Застосування газового палива також впливає на підхід до використання наддуву для підвищення ефективності двигуна. Завдяки високій детонаційній стійкості газового палива можна використовувати більший ступінь наддуву порівняно з бензином. У поєднанні з внутрішнім сумішоутворенням, яке виключає втрати палива під час продувки (у тому числі в чотиритактних двигунах у фазі перекриття клапанів), наддув дозволяє підвищити як потужність, так і економічність двигунів. Останнє досягається завдяки зменшенню вентиляційних втрат на часткових навантаженнях.

Враховуючи ці особливості, можна зробити низку рекомендацій щодо проектування газових двигунів:

Для двигунів на газовому паливі доцільно використовувати:

двотактний робочий процес з турбонаддувом, внутрішнім сумішоутворенням і форкамерно-факельним запалюванням;

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

двотактний робочий процес з турбонаддувом, внутрішнім сумішоутворенням, яке створює спрямовану неоднорідність суміші, і іскровим запалюванням.

При переобладнанні рідкопаливних двигунів для роботи на газовому паливі або створенні двопаливних двигунів можуть застосовуватися такі ефективні методи:

для карбюраторних двигунів: турбонаддув, форкамерно-факельне запалювання, внутрішнє сумішоутворення і якісне регулювання в розширеному діапазоні потужностей;

для дизельних двигунів: газорідинний процес, форкамерно-факельне запалювання і додатковий турбонаддув для базових машин без наддуву.

Експлуатація двигуна внутрішнього згоряння, що працює на різних видах палива, є перспективним напрямком завдяки його низькій залежності від типу палива. Це забезпечує економічну вигоду завдяки гнучкості у виборі палива з урахуванням умов доставки, вартості та інших факторів.

У цій роботі розглядається можливість експлуатації двигуна MAN B&W 6S46MC-C на паливній суміші, що складається з газоподібного та дизельного палива у співвідношенні 9:1.

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						35
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

МОДЕРНІЗАЦІЯ ДВИГУНА MAN B&W 6S46MC-C ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ГАЗОВОГО ПАЛИВА

Розрахунок робочого циклу двигуна MAN B&W 6S46MC-C на газовому паливі

У кваліфікаційній роботі використано класичну методику теплового розрахунку, розроблену В. І. Гріневецьким і вдосконалену Є. К. Мазінгом.

Метод теплового розрахунку базується на загальновідомих принципах термодинаміки та термохімії, які досить повно описують теплові явища, що відбуваються в робочому циліндрі. Ця методика є інженерним аналітичним дослідженням, яке дозволяє [6]:

- кількісно оцінювати теплові процеси як на етапі проєктування, так і під час аналізу роботи побудованого двигуна;
- отримати уявлення про основні параметри циклу та фактори, що впливають на процеси робочого циклу;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла в ключових точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

Метод забезпечує достатню точність для практичних розрахунків, навіть з урахуванням того, що цикл у двигуні описується спрощеними термодинамічними процесами, а також використовуються експериментальні коефіцієнти, які враховують реальні умови протікання робочих процесів у двигуні.

Вибір й обґрунтування вихідних даних для теплового розрахунку

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (стандартні умови застосування).

Тиск навколишнього повітря p_0 . Варто приймати $p_0 = 0,1013$ МПа (стандартні умови застосування).

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 14,5$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення $П_k$. З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,54$.

Показник адіабати повітря $k_g = 1,4$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{tm} = 0,95$.

Адіабатний ККД турбіни $\eta_{m.ad} = 0,76$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту задають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,02$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного.

Приймаємо $\xi_z = 0,94$; $\xi_b = 0,98$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda = 1,14$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: (5 – 45) К – для ДВЗ з наддувом та (10 – 20) К – для ДВЗ без наддуву.

Приймаємо $\Delta T_a = 10$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну.

Приймаємо $\zeta = 0,99$.

Механічний ККД двигуна η_m .

Приймаємо $\eta_m = 0,95$.

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ox} = 0,005$ МПа.

Температура залишкових газів T_r .

Приймаємо $T_r = 700$ К [6].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на дизельне паливо середнього складу [6]: $C = 0,87$ кг - кількість вуглецю;

$H = 0,126$ кг - кількість водню;

$S = 0$ кг - кількість сірки

$O = 0,004$ кг - кількість кисню.

Масовий склад газового палива:

Водень – $H_2 = 0,033$ кг;

Метан – $CH_4 = 0,94$ кг;

Двоокис азоту – $N_2 = 0,001$ кг;

Аміл – $C_5H_{12} = 0,0058$ кг;

Пропан – $C_3H_8 = 0,008$ кг;

Бутан – $C_4H_{10} = 0,004$ кг;

Ацетилен – $C_2H_2 = 0,012$ кг.

Нижча теплота згоряння палива Q_n . Приймаємо для дизельного палива $Q_n = 42700$ кДж/кг, а для газового $Q_n = 36083$ кДж/м³.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 2-тактних двигунів $Z = 1$.

Ступінь підвищення тиску в компресорі Π_k . Для даного типу компресора приймаємо $\Pi_k = 3,6$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку ϕ_n . Для 2-тактних двигунів $\phi_n = 0,08$.

Розрахунок робочого циклу

Температура повітря за компресором, T_k (К)	511,0
Температура повітря перед двигуном, T_s (К)	311,0
Температура заряду к кінцю наповнення, T_a (К)	328,4
Тиск повітря перед двигуном, P_s (МПа)	0,355
Тиск заряду к кінцю наповнення, P_a (МПа)	0,351
Коефіцієнт наповнення, η_k	0,9082
Середній показник політропи стиску, n_1	1,372
Тиск в кінці процесу стиску, P_c (МПа)	13,78
Температура в кінці процесу стиску, T_c (К)	888,1
Ступінь підвищення тиску при згорянні, λ_a	1,14
Максимальна температура згоряння, T_z (К)	2022
Максимальний тиск згоряння, P_z (МПа)	15,71
Ступінь попереднього розширення, ρ_o	1,659
Ступінь наступного розширення, δ	8,738
Середній показник політропи розширення, n_2	1,2735
Температура в кінці процесу розширення, T_b (К)	1116
Тиск в кінці процесу розширення, P_b (МПа)	0,9936
Теоретичний середній індикаторний тиск, P_{ti} (МПа)	2,1956
Дійсний середній індикаторний тиск, P_i (МПа)	1,9998
Індикаторна питома витрата рідкого палива, g_i (кг/кВт*ч)	0,0169
Індикаторна питома витрата газового палива, g_i (м³/кВт*ч)	0,18
Індикаторний ККД, η_i	0,4988
Середній ефективний тиск, P_e (МПа)	1,8998
Ефективна витрата газового палива, g_e (м³/кВт*ч)	0,19
Ефективна витрата рідкого палива, g_e (кг/кВт*ч)	0,0178
Ефективний ККД, η_e	0,4738
Ефективна потужність, N_e (кВт)	7860

Модернізація паливної системи двигуна типу MAN B&W 6S46MC-C шляхом використання газового палива

У двотактних двигунах організація зовнішнього сумішоутворення є доволі складним завданням. Це пов'язано з тим, що перед потраплянням у робочий циліндр повітря заповнює підпоршневу порожнину, яка має значний об'єм. Велика кількість газоповітряної суміші в цьому просторі підвищує ризик вибуху і серйозність його наслідків. Тому в сучасних двотактних двигунах застосовується внутрішнє сумішоутворення, при якому газ подається в робочий циліндр після закриття газорозподільних органів.

Внутрішнє сумішоутворення може здійснюватися двома основними способами [7]:

- Подавання газу в робочий циліндр одразу після закриття випускного клапана на початку такту стиснення.
- Подавання газу безпосередньо в камеру згоряння разом із запальним паливом наприкінці такту стиснення.

Переваги першого способу:

- ефективне перемішування газоповітряної суміші під час стиснення;
- можливість подавання газу в робочий циліндр за відносно невеликого тиску.

Недоліки першого способу:

- ризик детонаційного згоряння;
- можливість проникнення газоповітряної суміші через нещільності поршневих кілець у підпоршневий простір під час стиснення.

Другий спосіб має такі переваги:

- повне виключення детонації завдяки подаванню газу безпосередньо в камеру згоряння.

Однак цей спосіб вимагає подавання газу під високим тиском.

					<i>KPM.142.6222м.24.03.00.ПЗ</i>	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У цій кваліфікаційній роботі пропонується використовувати другий підхід. Для цього передбачається модернізація штатної паливної системи двигуна для роботи за газодизельним циклом із впорскуванням природного газу під високим тиском.

Для роботи на рідкому паливі та уприскування запальної порції використовується стандартна паливна система двигуна. Це спрощує конструкцію, оскільки відсутня необхідність у спеціальній системі для впорскування запального палива. Однак це не дозволяє суттєво знизити витрати рідкого палива на пілотне запалювання, частка якого для цього двигуна становить 8...10%.

Для двигунів газозовів питання значного зниження витрат палива на пілотне запалювання не є критичним, оскільки практика показує, що на номінальних режимах кількість випарів ЗПГ покриває лише 80...90% потреби в паливі. Під час руху в баласті ця частка може знижуватися до 40...50%. Тому паливна система повинна автоматично компенсувати дефіцит газового палива рідким у будь-якому співвідношенні. Крім того, теплотворна здатність газу, що подається в двигун, може змінюватися. На початкових етапах випаровування газу його склад містить велику кількість азоту, який, через нижчу температуру кипіння ($-195,75^{\circ}\text{C}$), випаровується першим.

Для двигуна MAN B&W 6S46MC-C розглядаються два можливі режими роботи:

- режим із постійною подачею запального палива: на режимах запуску та малих навантажень двигун працює на рідкому паливі (MDO, MGO, HFO). Починаючи з 25% навантаження, встановлюється постійна подача запального палива, а регулювання потужності здійснюється шляхом зміни кількості газу, що подається в циліндр.

- режим використання всього доступного газу: На малих і середніх навантаженнях двигун працює на рідкому паливі. На високих навантаженнях

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

усе газове паливо подається в циліндри, а регулювання потужності здійснюється шляхом подачі рідкого палива.

Перехід між різними видами палива, а також між режимами роботи здійснюється автоматично, без зниження потужності на валу, у всьому діапазоні можливих навантажень двигуна.

Двигун обладнується додатковою системою подачі газового палива в робочий циліндр. Схема живлення дизельного двигуна представлена на рис. 3.1, а.

Як показано на рис. 3.1, б, газ подається в камеру згоряння одразу після того, як запальна порція рідкого палива потрапила в циліндр і зайнялася. Це забезпечує високий ступінь вигорання палива і запобігає потраплянню газу в підпоршневий простір через можливі нещільності поршневих кілець.

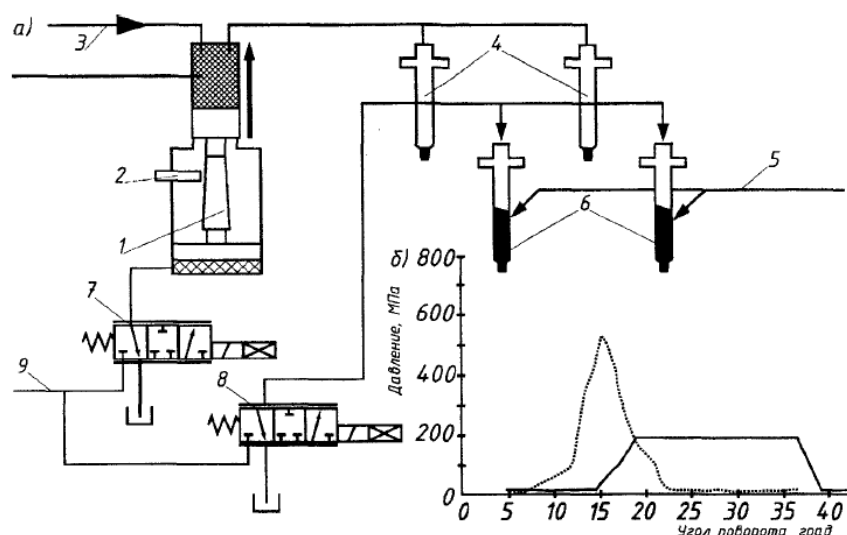


Рисунок 3.1 – Схема паливної системи двигуна 6S46MC-C (а) і закони подачі запального та газового палива (б):

1 – ПНВТ з гідравлічним приводом; 2 – датчик величини подачі рідкого палива; 3 – підведення рідкого палива; 4 – форсунки для вприскування рідкого палива; 5 – підведення газу; 6 – газові форсунки; 7 – золотниковий клапан управління ПНВТ (FIVA); 8 – золотниковий клапан керування гідроприводом форсунок (ELGI); 9 – підведення керуючого масла під тиском 30 МПа;

----- – подача запального палива; — подача газу

Усі елементи управління подачею газу зібрані в одному модулі, який включає такі компоненти:

- газовий акумулятор,
- головний відсічний клапан із гідравлічним приводом,
- клапани для продувки системи інертним газом,
- клапани управління гідроприводом форсунок.

Модуль встановлюється на кришку циліндра, яка має внутрішні свердлення для підведення газу від модуля до газових форсунок, розташованих у кришці циліндра поруч із форсунками для впорскування рідкого палива.

Загальна конструкція модуля керування подачею газу зображена на рис. 3.2. Схема роботи модуля та порядок його функціонування представлені на рис. 3.3.

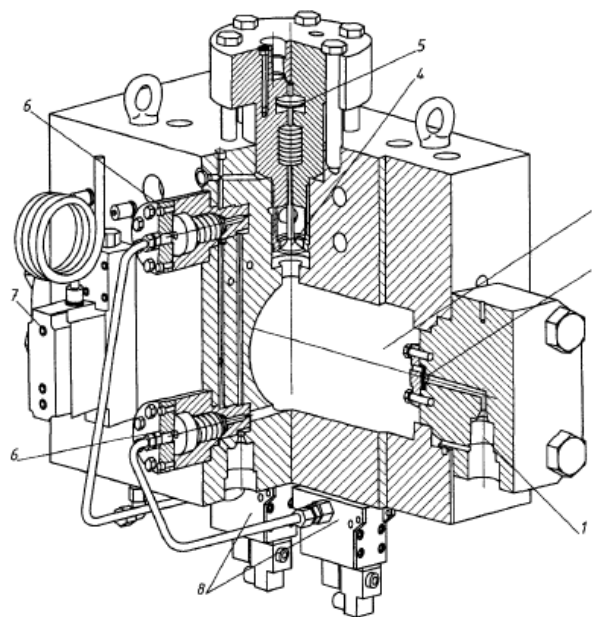


Рисунок 3.2 – Модуль управління подачею газу:

1 – вузол введення газового палива; 2 – зворотний клапан; 3 – порожнина акумулятора тиску; 4 – головний відсічний клапан; 5 – поршень приводу головного відсічного клапана; 6 – клапан продувки системи інертним газом; 7 – блок управління головним відсічним клапаном; 8 – блок управління клапаном продувки системи інертним газом

Газове паливо надходить із підвідної магістралі через зворотний клапан у акумулятор тиску, який виконаний у вигляді порожнини в корпусі модуля управління. Об'єм акумулятора відповідає приблизно 20 цикловим подачам газу на номінальному навантаженні. Акумулятор у блоці управління призначений для зменшення перепадів тиску під час впорскування палива. Стабільність тиску є необхідною умовою для коректного визначення системою управління моменту впорскування, який задає обсяг циклової подачі. У разі відсутності керуючого сигналу до блоку управління головний відсічний клапан залишається закритим, і газ не подається до газових форсунок (рис. 3.3, а).

Коли електричний сигнал із блоку управління двигуном надходить на блок керування головним відсічним клапаном, золотник цього клапана переміщується, подаючи керуюче масло на механізм гідроприводу головного відсічного клапана. Після цього клапан відкривається, і газ починає надходити до форсунок, голчасті клапани яких залишаються закритими (рис. 3.3, б).

Газ заповнює канали між модулем і форсунками, створюючи тиск, що реєструється датчиком. Інформація про фактичний тиск передається на блок управління двигуном і використовується для обчислення необхідного часу відкриття форсунок, щоб забезпечити заданий обсяг циклової подачі.

На основі отриманих даних блок управління формує сигнал, який передається на блок керування гідроприводом форсунок. Під дією цього сигналу золотник блоку переміщується, подаючи керуюче масло на привід форсунок (рис. 3.3, в). У результаті форсунки відкриваються і подають газ у камеру згоряння двигуна.

Після припинення керуючого сигналу до блоку управління гідроприводом форсунок золотник переміщується, направляючи масло з контуру гідроприводу до зливу. Унаслідок цього клапани форсунок закриваються, і подача палива припиняється (рис. 3.3, г).

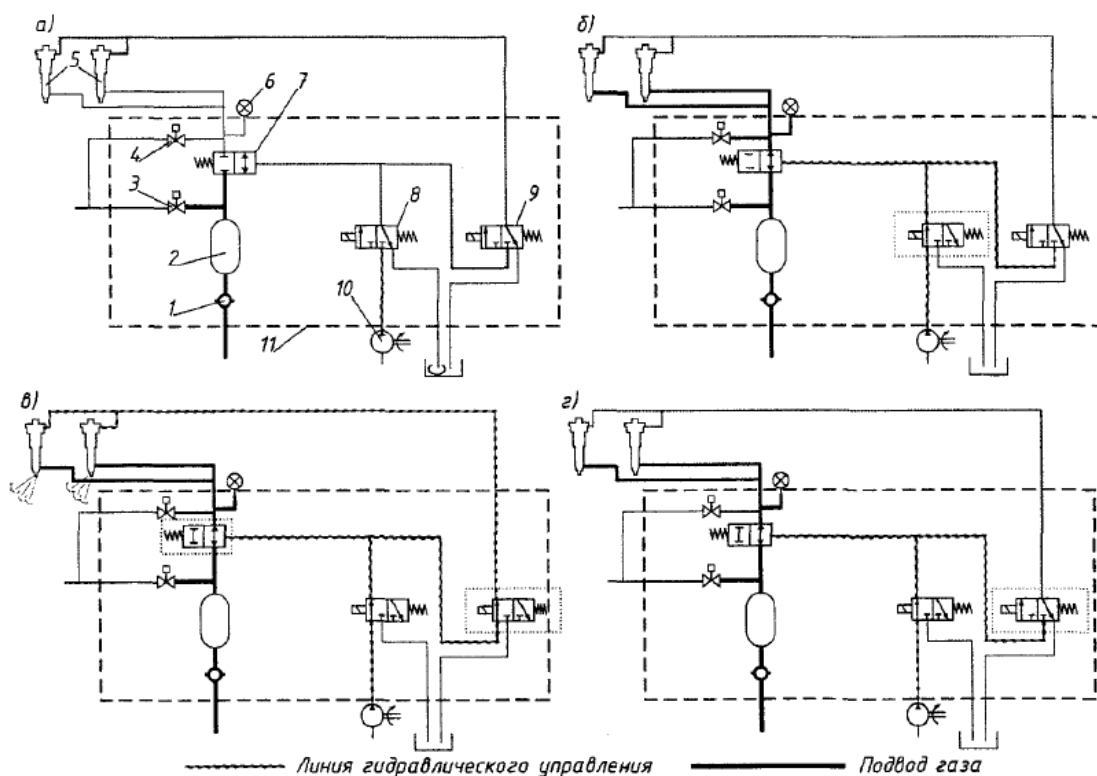


Рисунок 3.3 – Схема модуля керування подачею газу і порядок його роботи:

а – подача газу на газові форсунки відсутня; б – подача газу на газові форсунки; в – подача керуючого масла на форсунки, упорскування палива; г – закриття клапанів форсунок, припинення впорскування; 1 – газова магістраль; 2 – акумулятор; 3 – клапана продувки; 4 – клапан аварійного скидання; 5 – газові форсунки; 6 – датчик тиску газу; 7 – головний відсічний клапан; 8 – блок управління головним відсічним клапаном; 9 – блок керування гідроприводом форсунок; 10 – насос керуючого масла; 11 – модуль керування подачею

Відключення сигналу від блоку керування головним відсічним клапаном спричиняє його закриття, і система повертається до початкового стану (рис. 3.3, а).

У цій схемі подачі газу в робочий циліндр використовується двоступінчасте керування: спочатку через головний відсічний клапан, а потім через клапани форсунок. Таке рішення забезпечує підвищений рівень безпеки

експлуатації, а також дозволяє, у разі потреби, очистити пошкоджені порожнини, продувши їх інертними газами через спеціальні клапани.

Конструкція газової форсунки представлена на рис. 3.4.

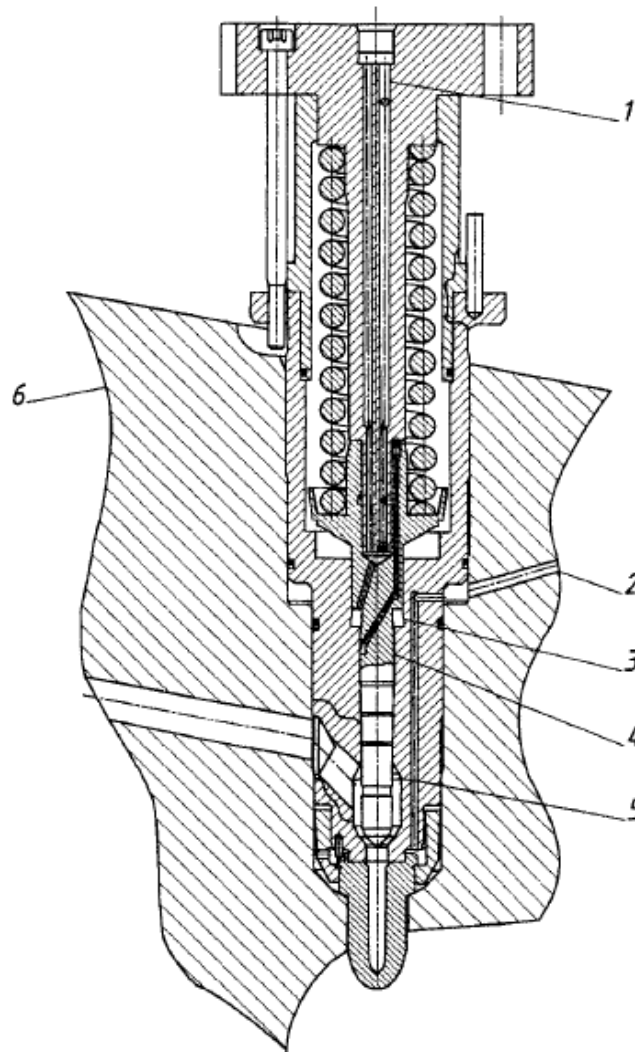


Рисунок 3.4 – Газова форсунка двигуна 6S46MC-C:

- 1 – канал підведення керуючого масла; 2 – вентиляційний канал;
3 – порожнина гідравлічного управління голчастим клапаном; 4 – голчастий клапан; 5 – газова порожнина; 6 – кришка циліндра

У кожному циліндрі встановлюються по дві газові форсунки, розташовані в спеціальних колодязях у кришці циліндра, поруч із форсунками рідкого палива. Газ надходить до форсунки через свердлення в кришці циліндра і потрапляє до запірного конуса голчастого клапана через отвори в

корпусі форсунки. Для запобігання витокам газу між корпусом форсунки та кришкою циліндра встановлюються ущільнювальні кільця. Порожнини за межами ущільнень з'єднуються із загальною системою вентиляції.

У закритому положенні голчастий клапан утримується за рахунок сили пружини, що діє на тарілку, яка є частиною конструкції клапана. У нижній частині клапана розташований борт, точно підігнаний до корпусу, який виконує функцію гідравлічного поршня.

Через канали в направляючій і в корпусі клапана масло від модуля керування подачею надходить у кільцеву порожнину під буртом, що змушує голчастий клапан відкриватися.

Для запобігання витоку газу між голчастим клапаном і корпусом розпилювача в зазор між ними постійно подається спеціальне ущільнювальне масло. Тиск цього масла підтримується на 0,2...0,3 МПа вище, ніж тиск газу перед розпилювачем. Ущільнювальне масло подається через систему каналів у кільцеву проточку на корпусі голчастого клапана [8].

					<i>КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ</i>	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ МОДЕРНІЗОВАНОГО ДВИГУНА

У кваліфікаційній роботі, модернізації піддалася паливна система двигуна, а саме, до паливної системи двигуна було включено додаткове обладнання, що дозволяє використовувати у головному двигуні газове паливо. У результаті суттєво не змінюється швидкість ходу, а витрати на паливо, поточний ремонт, сума амортизаційних відрахувань і загальний об'єм (розмір) експлуатаційних витрат та ін. – зменшуються.

При цьому головними вихідними даними є:

- двигун 6S46MC-C загальною вартістю \$ 18 млн.;
- зменшення витрати важкого палива з 0,171 кг/(кВт×год) до 0,0178 кг/(кВт×год) та витрата газового палива – 0,140 кг/(кВт×год) .

Визначення додаткових інвестицій на впровадження нововведень

Оптова ціна судна після його модернізації за рахунок удосконалення елементів СЕУ визначається по формулі:

$$C_n = C_0 - \sum_{i=1}^m C_{0i} + \sum_{j=1}^n C_{nj},$$

де C_0 , C_n – оптова ціна двигуна до і після модернізації (тобто базового і нового варіантів) \$;

C_{0i} – сумарна ціна агрегатів що підлягають заміні ($C_{0i} = 0$ \$);

C_{nj} – сумарна ціна нових агрегатів та вузлів ($C_{nj} = 656000$ \$);

m – кількість агрегатів СЕУ, що модернізуються (у нашому випадку $m=1,0$);

n – кількість нових агрегатів СЕУ (у нашому випадку $n=1,0$).

Оптова ціна базових двигунів приймається за даними заводу-будівника. У нашому випадку $C_0 = 18000000$ \$;

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						48
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$C_n = 18000000 - 0 + 656000 = 18656000\$$$

Замість визначення ціни базового і проектного варіантів двигуна по наведеній формулі, знайдемо їх різницю, оскільки лише два члени у цієї формули будуть розрізнятися і саме ця різниця складе додаткові інвестиції:

$$K_{\partial n} = \sum_{j=1}^n C_{nj} - \sum_{i=1}^m C_{\partial i}.$$

$$K_{\partial n} = 656000 \times 1 - 0 \times 1 = 656000\$$$

Запропоноване технічне рішення потребує значних зусиль і витрат, тому воно може бути здійснене при капітальному ремонті судна, або під час планового докування, як силами машинної команди так і силами судноремонтного підприємства.

Для розрахунку вкладень на модернізацію використовуємо узагальнені показники, якими являються робоча година на виконання та вартість 1-го нормочасу даних робіт, у залежності від їх складності, яка для України в середньому складає 10 \$ (для закордонних виробників – від 70 до 100 \$). Додаткові інвестиції зводимо до таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Додаткові інвестиції

Вид робіт	Тривалість, людино-години	Вартість нормо-год., \$	Вартість робіт (К _в), \$
Монтаж системи	16	100	1600
Налаштування автоматики	6	120	720
Випробування двигуна	8	60	480
Регулювання елементів системи	18	80	1440
Всього	48	-	4240

Таким чином, додаткові інвестиції складуть величину:

$$K_{\partial} = K_{\partial n} + K_{\epsilon}$$

$$K_{\partial} = 656000 + 4240 = 660240 \$.$$

Розрахунок експлуатаційних витрат судна

Після модернізації періодичність технічного обслуговування та склад машинної команди залишаються незмінними, тому витрати на обслуговування не зміняться. Оскільки маса агрегату залишилася практично на тому ж рівні, провізна здатність судна також залишається без змін. Крім того, запропоновані в дипломному проєкті нововведення не впливають на експлуатаційну швидкість судна, тому немає необхідності у визначенні ходових і стоянкових годин.

Проте заміна елементів суднової енергетичної установки (СЕУ) вплине на такі статті витрат:

- Амортизаційні витрати, пов'язані з додатковими інвестиціями.
- Загальні експлуатаційні витрати за незмінними статтями.
- Розрахунок балансового та чистого прибутку.
- Визначення терміну окупності додаткових інвестицій.

Розрахунок необхідно виконати для порівняння двох варіантів — базового та нового, запропонованого у проєкті, дотримуючись наступної послідовності:

Витрати на амортизаційні відрахування $B_{ам}$ при порівняльній ефективності визначаються по нормах амортизації (H_A) і беруться в розмірі 20 % від величини додаткових інвестицій K_{∂} . Розраховуються по формулі:

$$B_{ам} = 20/100 \times K_{\partial}$$

$$B_{ам} = 20/100 \times 660240 = 132048 \$.$$

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Витрати на паливо-мастильні матеріали, так звані змінні, розраховуються з урахуванням витрат палива на ходу для головного двигуна при 100 % навантаженні:

$$B_{нал} = N \times g_e \times T_e \times B_n$$

де N – потужність двигуна (для базових та модернізованих двигунів при 100% навантаженні – 7860 кВт);

g_e – питома витрата палива при роботі двигуна на дизельному паливі (для базового при 100% навантаженні – 0,171 кг/(кВт×год); для модернізованого двигуна – 0,140 кг/(кВт×год) природного газу, для запальної дози рідкого палива – 0,0178 кг/(кВт×год);

T_e – години роботи двигуна при повному навантаженні на дизельному паливі в рік, (для базового та модернізованого двигуна – 2600);

B_n – вартість 1 кг палива, \$, для дизельного палива 0,8 \$, для газу 0,64 \$.

$$B_{нал(Б)} = 7860 \times 0,171 \times 2600 \times 0,8 = 2798490 \$$$

$$B_{нал(М)} = 7860 \times 0,140 \times 2600 \times 0,64 + 7860 \times 0,0178 \times 2600 \times 0,8 = 1917054 \$$$

Додатковий економічний ефект від зменшення витрат палива виникає в результаті зменшення питомої витрати палива внаслідок використання додаткової присадки.

Результаті розрахунків занесемо до таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Результати розрахунку експлуатаційних витрат, \$

Стаття витрат	Базове рішення	Нове рішення	Відхилення
Амортизаційні відрахування $B_{ам}$	—	132048	132048
Витрати на паливо $B_{нал}$	2798490	1917054	– 881436
Всього	2798490	2049102	– 749388

Обчислення техніко-економічних показників проекту

Загальний балансовий річний прибуток Π_{δ} розраховують за формулою:

$$\Pi_{\delta} = \Delta B - E_n \times K_n$$

$$\Pi_{\delta} = (2798490 - 1917054) - 0,2 \times 660240 = 749388 \$$$

Чистий прибуток (Π_{η}) визначається як різниця між балансовим прибутком (Π_{δ}) та податком на прибуток:

$$\Pi_{\eta} = \Pi_{\delta} - (0,18 \times \Pi_{\delta}) = 0,82 \times \Pi_{\delta}$$

$$\Pi_{\eta} = 0,82 \times 749388 = 614498,16 \$$$

Термін окупності додаткових інвестицій (T_{OK}) визначається за формулою:

$$T_{OK} = K_{\delta} / \Pi_{\eta}$$

$$T_{OK} = 660240 / 614498,16 = 1,07 \text{ року}$$

Таким чином, запропоновані в роботі заходи дозволяють зекономити близько \$ 614498 на рік, в основному, за рахунок економії важкого палива. Термін окупності запропонованих рішень становить 1,07 року.

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						52
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 5

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Охорона праці – це система законодавчих і нормативних актів, спрямованих на забезпечення безпеки умов праці, а також пов'язаних із цим соціально-економічних, організаційних, технічних і санітарно-гігієнічних заходів.

Основне завдання охорони праці – мінімізувати ризики травм і захворювань працівників, забезпечуючи комфортні умови для досягнення максимальної продуктивності праці. У реальних виробничих умовах часто присутні небезпечні та шкідливі виробничі фактори.

Небезпечний виробничий фактор – це фактор, вплив якого на працівника за певних умов може спричинити травму, захворювання або втрату працездатності.

Межа між небезпечними та шкідливими факторами не завжди чітка. Один і той самий фактор може викликати як нещасний випадок, так і зниження продуктивності праці [9].

Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що впливають на персонал під час обслуговування дизеля

Обслуговування дизельних установок пов'язане з низкою небезпечних і шкідливих виробничих факторів, які можуть негативно впливати на персонал. Аналіз цих факторів є важливим для розробки заходів, що забезпечують безпечні умови праці.

Небезпечні виробничі фактори

Механічні травми

Наявність рухомих і обертових частин дизеля, таких як маховики, шатуни, поршні, може спричинити травми персоналу під час технічного обслуговування.

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Падіння інструментів або деталей двигуна також створює ризик травмування.

Температурний вплив

Під час роботи дизельного двигуна частини установок (вихлопні труби, циліндри) нагріваються до високих температур, що може призвести до опіків.

Електричний струм

У разі несправності електрообладнання чи ізоляції персонал ризикує отримати ураження електричним струмом.

Вибухонебезпека

Утворення парів палива в комбінації з іскрами або відкритим вогнем може призвести до вибуху, особливо в замкнених приміщеннях.

Шум і вібрація

Під час роботи дизеля рівень шуму та вібрації перевищує допустимі норми, що може спричинити травми органів слуху або вплинути на нервову систему.

Шкідливі виробничі фактори

Токсичні гази та випари

Вихлопні гази дизельного двигуна містять окиси азоту, вуглецю, сірки, а також частинки сажі, які при вдиханні можуть викликати отруєння або хронічні захворювання дихальної системи.

Масильні матеріали та паливо

Контакт зі змазочними матеріалами, паливом або охолоджувальними рідинами може викликати дерматити або алергічні реакції.

Пил

Під час очищення деталей і вузлів двигуна можливе утворення металевого пилу, що впливає на органи дихання.

Освітлення

Неналежне освітлення робочої зони може спричинити перенапруження зору і знижувати продуктивність праці.

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						54
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Рекомендації щодо зниження впливу факторів

Забезпечити використання захисних засобів: рукавиць, захисних окулярів, касок, вушних затичок і дихальних масок.

Оснастити робочі зони витяжною вентиляцією для зниження концентрації токсичних газів.

Організувати регулярний технічний огляд електрообладнання для запобігання електротравмам.

Використовувати шумо- і віброізоляційні матеріали.

Розробити та впровадити інструкції з безпечного обслуговування дизельних двигунів.

Здійснювати навчання персоналу щодо дій у разі надзвичайних ситуацій.

Аналіз небезпечних і шкідливих факторів є важливим етапом у створенні безпечних умов праці для обслуговуючого персоналу дизельних установок. Впровадження відповідних заходів значно знижує ризики травматизму та професійних захворювань.

Заходи щодо зменшення впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів на персонал

Для забезпечення безпеки персоналу та зниження впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів необхідно впроваджувати комплекс заходів, спрямованих на створення комфортних і безпечних умов праці. Нижче наведено основні напрямки, які дозволяють мінімізувати ризики під час виконання робіт.

1. Організаційні заходи

Навчання персоналу:

Регулярне проведення інструктажів та навчань із техніки безпеки, а також навчання правильним методам роботи з обладнанням.

Розробка інструкцій:

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						55
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Створення докладних інструкцій із безпечного виконання робіт для кожного виду операцій.

Контроль дотримання правил:

Призначення відповідальних осіб для моніторингу дотримання техніки безпеки та своєчасного усунення порушень.

Організація робочого часу:

Забезпечення регулярних перерв для відпочинку, особливо під час робіт у шумних, загазованих або інших несприятливих умовах.

2. Технічні заходи

Модернізація обладнання:

Використання сучасних дизельних установок з підвищеною надійністю та зниженим рівнем шуму, вібрації та викидів.

Встановлення захисних огорож:

Обладнання робочих зон захисними бар'єрами та огорожами для запобігання контакту з рухомими частинами.

Системи вентиляції:

Монтаж витяжної та припливної вентиляції для видалення токсичних газів, пилу та випарів.

Шумо- і віброізоляція:

Використання спеціальних матеріалів для зменшення шумового та вібраційного навантаження на персонал.

3. Засоби індивідуального захисту (ЗІЗ)

Захист органів слуху:

Використання вушних затичок або протишумових навушників.

Захист органів дихання:

Забезпечення працівників респіраторами або фільтрувальними масками при роботі в загазованих або запилених приміщеннях.

Захист шкіри:

					<i>КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ</i>	Аркуш
						56
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Носіння спеціальних рукавиць, комбінезонів і захисного взуття для уникнення контакту зі шкідливими речовинами.

Захист очей:

Використання захисних окулярів під час роботи з рухомими частинами або при виконанні операцій із ризиком механічних пошкоджень.

4. Медичні заходи

Регулярні медогляди:

Організація періодичних медичних обстежень для своєчасного виявлення професійних захворювань.

Забезпечення аптечками:

Оснащення робочих місць необхідними засобами першої медичної допомоги.

5. Автоматизація та дистанційне управління

Впровадження автоматизованих систем:

Зниження участі персоналу у виконанні небезпечних робіт шляхом автоматизації процесів.

Дистанційне керування:

Забезпечення можливості дистанційного управління обладнанням у небезпечних зонах.

6. Зменшення фізичного та психологічного навантаження

Оптимізація робочих процесів:

Розподіл трудомістких операцій між співробітниками, щоб уникнути перенапруження.

Поліпшення умов праці:

Забезпечення належного освітлення, комфортної температури та рівня вологості на робочих місцях.

Комплексний підхід до реалізації організаційних, технічних, індивідуальних і медичних заходів є ключовим для мінімізації ризиків, пов'язаних із впливом небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						57
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Впровадження таких заходів дозволяє підвищити рівень безпеки персоналу та зменшити ймовірність виникнення професійних травм і захворювань.

Охорона навколишнього середовища на судах

Охорона навколишнього середовища [10] є одним із ключових аспектів сучасної морської індустрії. Експлуатація суден пов'язана з різноманітними ризиками для екології, такими як викиди забруднюючих речовин в атмосферу, забруднення води, а також утворення відходів. З метою зменшення негативного впливу на довкілля застосовуються міжнародні нормативи, новітні технології та екологічно орієнтовані заходи.

Міжнародне регулювання

Основним документом, що регулює охорону навколишнього середовища на судах, є Міжнародна конвенція з запобігання забрудненню з суден (MARPOL). Вона охоплює такі ключові аспекти:

Запобігання забрудненню нафтою (Додаток I):

Обмеження викидів нафти у води морів та океанів.

Вимоги до наявності спеціальних систем для зберігання та утилізації нафтових залишків.

Контроль за забрудненням хімічними речовинами (Додаток II):

Заборона на скидання небезпечних рідин у море без відповідної обробки.

Управління стічними водами (Додаток IV):

Системи очищення стічних вод перед їх скиданням.

Запобігання забрудненню сміттям (Додаток V):

Заборона на скидання пластикових відходів у море.

Сортування та утилізація сміття на судах.

Обмеження викидів в атмосферу (Додаток VI):

Контроль викидів оксидів сірки (SO_x) та азоту (NO_x).

Використання палива із низьким вмістом сірки або встановлення скрубєрів.

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						58
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Технологічні рішення для захисту навколишнього середовища

Системи очищення вихлопних газів:

Скрубери, що знижують рівень викидів SOx.

Каталітичні конвертори для зменшення викидів NOx.

Використання альтернативного палива:

Перехід на зріджений природний газ (СПГ), метанол або інші екологічно чисті види палива.

Установки для обробки відходів:

Інтегровані системи для переробки та зберігання твердих і рідких відходів.

Очищення баластних вод:

Системи знезараження баластних вод для запобігання переносу інвазивних видів між регіонами.

Енергоефективність:

Використання енергозберігаючих технологій, таких як системи управління енергоспоживанням, та встановлення сонячних панелей чи вітряних турбін.

Організаційні заходи

Екологічна підготовка екіпажу:

Проведення навчань із дотримання екологічних стандартів.

Складання плану управління відходами:

Забезпечення правильної сортування, зберігання та утилізації сміття.

Моніторинг викидів:

Встановлення обладнання для контролю за обсягами викидів та їх відповідності нормам.

Переваги екологічної політики на судах

Зменшення екологічного впливу:

Підвищення рівня чистоти морського середовища.

Економія ресурсів:

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Оптимізація споживання палива та води.

Відповідність міжнародним нормам:

Запобігання штрафам і санкціям за порушення екологічних вимог.

Ефективна охорона навколишнього середовища на суднах є ключовою умовою сталого розвитку морської індустрії. Впровадження технологічних рішень, дотримання міжнародних стандартів та екологічна свідомість екіпажу дозволяють значно зменшити вплив судноплавства на довкілля та забезпечити збереження природних ресурсів для майбутніх поколінь.

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В кваліфікаційній роботі було проаналізовано конструктивні особливості двотактного малообертового двигуна MAN 6S46MC-C.

Проведений аналіз використання газових паливних систем на судах показав, що оптимальним рішенням є організація газодизельного циклу з подачею газу в робочий циліндр наприкінці такту стиснення. Це забезпечує якісне перемішування газоповітряної суміші. Для подачі запальної дози палива може бути використана стандартна паливна апаратура за умови відповідного налаштування.

В розділі охорони праці викладені заходи при виконанні яких забезпечується надійна та безпечна робота двигуна та судна в цілому.

Економічний розрахунок підтвердив ефективність впровадження.

					КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ	Аркуш
						61
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Significant ships of 2004. The Royal Institution of Naval Architects, 2004. pp. 91-92.
2. MAN 6S46MC-C. Project guide, 2011. 217 p.
3. Woodyard D. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Eighth edition. Elsevier Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 200 Wheeler Road, Burlington, 2004. 914 p.
4. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підруч. Миколаїв : Вид-во Торубара В.В., 2015. 332 с.
5. Kees Kuiken. Diesel Engines for ship propulsion and power plants. Target Global Energy Training. Onnen, The Netherlands. July 2008.
6. Судновий механік: Довідник у 3 томах / за редакцією А. А. Фока. Одеса.: Фенікс, 2008. Т. 1. 1036 с.
7. Latarche M. Pounder's marine diesel engines and gas turbines. Tenth edition. Elsevier Ltd, 2021. 930 p.
8. Woodyard D. Marine diesel engines and gas turbines. 9th ed. Oxford, 2009. 896 p.
9. Міжнародні конвенції, кодекси, рекомендації ІМО і МАРПОЛ. Одеса, 2008. 80 с.
10. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.

					<i>КРМ.142.6222м.24.03.00.ПЗ</i>	Аркуш
						62
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		