

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»
Завідувач кафедри
Олексій ГОГОРЕНКО


« ____ » _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДОПОМІЖНОГО СУДНОВОГО
ДВИГУНА ШЛЯХОМ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ
ВІДПРАЦЬОВАНИХ ГАЗІВ

Спеціальність 142 – Енергетичне машинобудування

Освітня програма – Двигуни внутрішнього згоряння

Для здобуття другого (магістерського) рівня вищої освіти

Керівник роботи



Василь НАЛИВАЙКО

Здобувач освіти



Єгор КЛІМЕНКО

Миколаїв 2025

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

Гарант освітньої програми

«20» _____ року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧЕВІ ОСВІТИ

Кліменко Єгор Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Підвищення ефективності допоміжного суднового двигуна шляхом утилізації теплової енергії відпрацьованих газів

2. Керівник роботи к.т.н., доц. Наливайко В.С.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

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

4. Вихідні дані до роботи Двигун – 12ЧН 12,8/14,2 (MAN D2842); паливо – дизельне;
потужність двигуна – 633 кВт, частота обертання колінчастого валу – 1500 хв⁻¹

5. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Особливості застосування двигуна 12ЧН 12,8/14,2 на судні BALTICBORG; Сучасні напрямки утилізації теплової енергії відпрацьованих газів суднових двигунів; Аналіз ефективності використання термоелектричних генераторів в складі двигуна 12ЧН 12,8/14,2; Забезпечення вимог охорони праці; Економічне обґрунтування

6. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Загальний вид судна BALTICBORG; Загальний вид машинного відділення танкера;
Поперечний переріз двигуна 12ЧН 12,8/14,2; Схема термоелектричного
генератора; Конструкція окремих елементів термоелектричного генератора

7. Консультанти розділів роботи

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

8. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

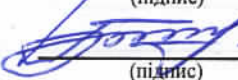
№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Оформлення 1 розділу		
2	Оформлення 2 розділу		
3	Оформлення 3 розділу		
4	Оформлення 4 розділу		
5	Оформлення 5 розділу		
6	Оформлення креслень		

Здобувач освіти

Керівник роботи



 (підпис) Єгор КЛИМЕНКО
 (прізвище та ініціали)



 (підпис) Василь НАЛИВАЙКО
 (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі розроблений комплекс заходів щодо покращення показників роботи суднового допоміжного двигуна шляхом використання термоелектричних генераторів. Розглянуто економічне обґрунтування. Наведені заходи щодо забезпечення охорони праці.

Кваліфікаційна робота виконана українською мовою на 62 сторінках розрахунково-пояснювальної записки. Використано 9 джерел. Графічна частина представлена на 5 кресленнях формату А1.

Ключові слова: вантажне судно, дизель-генератор, утилізація, відпрацьовані гази.

The qualification work presents a set of measures to improve the performance of a ship auxiliary engine through the use of thermoelectric generators. The economic justification was considered. Measures to ensure occupational safety are also provided.

The qualification work is executed in Ukrainian language on 62 pages of explanatory note. 9 sources are used. The graphic part is presented on 5 drawings of format A1.

Key words: cargo ship, diesel generator, utilization, exhaust gases.

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						2
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1. Особливості застосування двигуна 12ЧН 12,8/14,2 на судні BALTICBORG.....	5
Розділ 2. Сучасні напрямки утилізації теплової енергії відпрацьованих газів суднових двигунів.....	18
Розділ 3. Аналіз ефективності використання термоелектричних генераторів в складі двигуна 12ЧН 12,8/14,2.....	31
Розділ 4. Економічне обґрунтування.....	51
Розділ 5. Забезпечення вимог охорони праці.....	55
Висновки.....	60
Список використаної літератури.....	62
Додаток А. Загальний вид судна BALTICBORG.....	63
Додаток Б. Загальний вид машинного відділення танкера.....	64
Додаток В. Поперечний переріз двигуна 12ЧН 12,8/14,2.....	65
Додаток Г. Схема термоелектричного генератора.....	66
Додаток Д. Конструкція окремих елементів термоелектричного генератора.	67

ВСТУП

Ефективність використання енергетичних ресурсів у морській техніці залишається однією з провідних проблем сучасного суднобудування та судноплавства. Суднові дизельні двигуни, що є основними енергетичними установками для великотоннажних суден, характеризуються низьким рівнем повної технічної ефективності, причиною чого є значні втрати енергії у вигляді тепла, що відводиться разом із відпрацьованими газами та охолоджувальними середовищами. За даними досліджень, частина енергії, що виробляється у камері згоряння, може втрачатися у формі теплових потоків, які не використовуються в подальшому технологічному циклі судна. Це створює суттєві економічні та екологічні виклики для експлуатації морських суден, особливо в умовах зростаючих цін на паливо та посилення вимог до зниження викидів парникових газів.

Мета даної роботи – покращення показників роботи суднового допоміжного двигуна шляхом утилізації теплової енергії відпрацьованих газів.

Задачі що вирішуються у роботі:

1. Аналіз сучасних напрямків утилізації теплової енергії відпрацьованих газів суднових двигунів.
2. Визначення ефективності використання термоелектричних генераторів.
3. Оцінка запропонованих рішень, технічні рекомендації та заходи з техніки безпеки.

Об'єкт дослідження – система утилізації теплової енергії відпрацьованих газів.

Предмет дослідження – параметри системи утилізації теплової енергії відпрацьованих газів.

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1
ОСОБЛИВОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ДВИГУНА 12ЧН 12,8/14,2 НА
СУДНІ BALTICBORG

Опис судна BALTICBORG

Спеціальні вимоги до перевезення паперу та лісових вантажів за останні роки зумовили появу численних інноваційних проєктів суден. Судно BALTICBORG (рис. 1.1 – 1.2, табл. 1.1) та його однотипне судно Bothniaborg є двома з найновіших прикладів цього типу. Вони були введені до європейської дистрибуційної мережі шведського виробника пакувальних матеріалів Карра Kraftliner на умовах чартеру від нідерландської судноплавної та логістичної групи Wagenborg.

Оскільки один кінець цієї транспортної операції закріплений за портами завантаження Балтійського моря та північної частини Ботнічної затоки, конструкція суден обов'язково передбачає посилення до льодового класу 1А (за шведсько-фінськими правилами), а також теплоізоляцію відповідних частин судна для захисту від температур навколишнього середовища приблизно до -35°C .

Як і інші нідерландські верфі, компанія Volharding нині вважає доцільним передавати будівництво багатьох корпусів на субпідряд закордонним верфям, і корпус Balticborg був побудований на верфі Daewoo в Мангалії, Румунія. Судно має компонування з танктопом, головною та верхньою палубами, а також подвійною обшивкою бортів і днища, у яких розміщені баластні водяні та паливні танки. У сукупності це формує два коробчасті вантажні простори типу «твіндек» (трюми), що простягаються на більшу частину довжини судна та обладнані системами механічної вентиляції і осушення повітря [1].

					<i>KPM.142.6221мз.25.04.00.ПЗ</i>	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд судна BALTICBORG

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

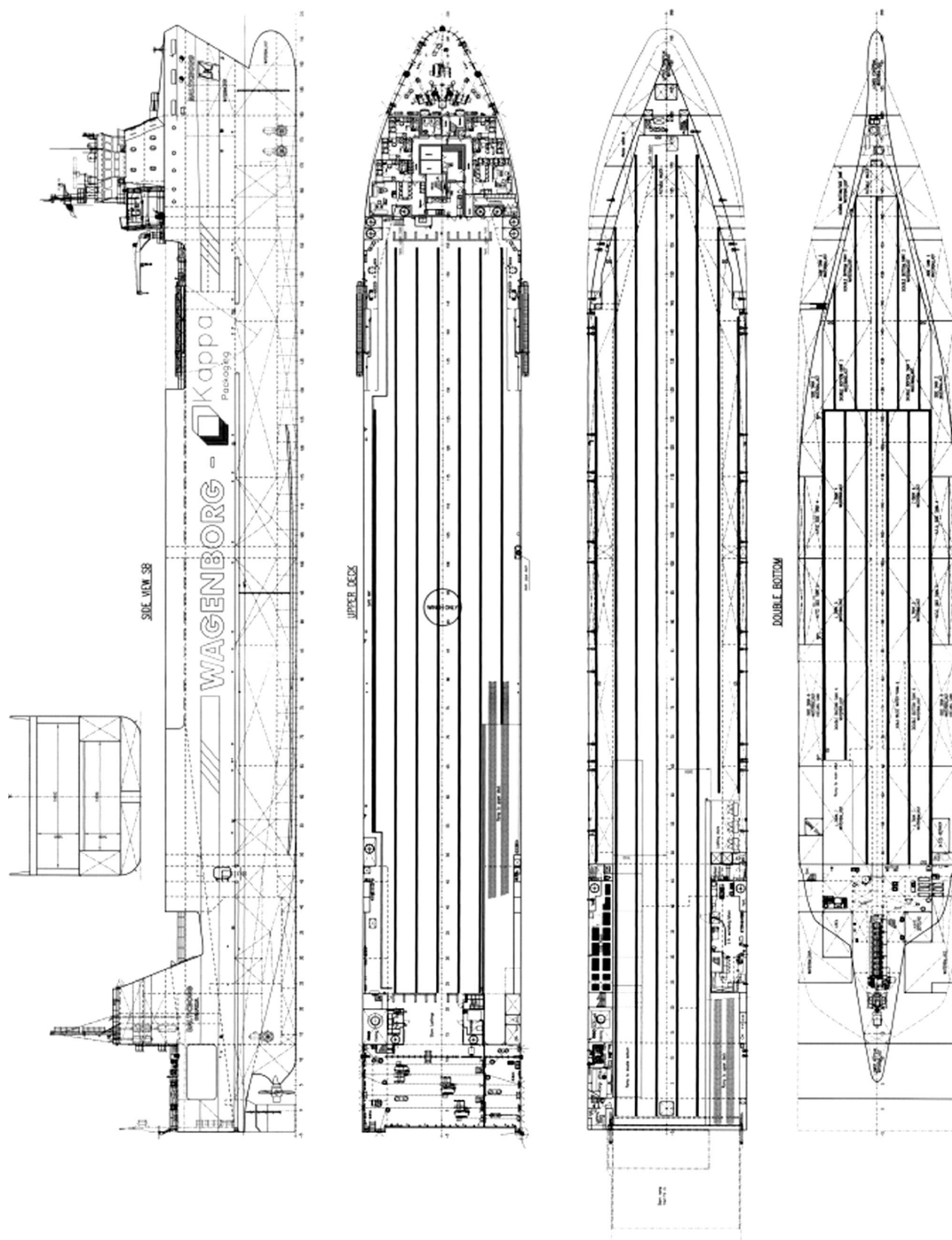


Рисунок 1.2 – Судно BALTICBORG

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ

Аркуш

7

Таблиця 1.1 – Головні характеристики судна

Параметр	Значення
Довжина максимальна, м	153,05
Довжина між перпендикулярами, м	144,20
Висота до палуби, м	15,20
Ширина найбільша, м	21,60
Проектна осадка, м	7,10
Дедвейт, т	10254
Швидкість судна, вуз	16,50
Об'єм баластних цистерн, м ³	7824
Об'єм цистерн важкого палива, м ³	638
Об'єм цистерн дизельного палива, м ³	127

Завантаження вантажу здійснюється через односекційні кормові двері/апарель розмірами 16 м у довжину та 17,3 м у ширину на рівні головної палуби. В'їзд через правий борт кормового отвору обслуговує головну палубу, а також забезпечує прямий доступ до внутрішньої стаціонарної апарелі, що з'єднує її з верхньою (погоднічною) палубою. З лівого борту кормового отвору інша стаціонарна апарель веде транспорт до нижнього трюму (танктопу), який на рівні головної палуби закривається шарнірно-бічною, гідравлічно керованою водонепроникною та газонепроникною кришкою.

Вантаж перевозиться у вигляді рулонів паперу та пакетів целюлози з використанням навантажувачів із навантаженням на вісь 15,8 т, трейлерів Мафі вантажопідйомністю 32 т або автомобільних напівпричепів із вантажем 20 т. Рівномірно розподілене палубне навантаження становить 2,5 т/м² на погодійну палубу та 5 т/м² на інших палубах. Контейнеромісткість на відкритій погодійній палубі становить 180 TEU.

Триповерхова надбудова розташована в носовій частині судна і призначена для екіпажу чисельністю 14 осіб; зверху вона увінчана ходовою

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

рубкою та в носовій частині об'єднана з «китовим» хвилевідбійним кожухом над швартовною палубою. Машинне відділення розташоване в кормі та містить головний двигун Wärtsilä 9L46. Він розвиває потужність 9450 кВт MCR при 500 об/хв і через редуктор Flender приводить у дію гвинт керованого кроку зі швидкістю 141 об/хв. Від редуктора також здійснюється відбір потужності на генератор потужністю 755 кВт, крім того встановлено три дизель-генераторні установки на основі двигуна MAN/D2842 LE301 по 633кВт. Комп'ютеризована система керування двигуном Wärtsilä Engine Control System (WECS) здійснює моніторинг і керування всією установкою, яка спроектована для роботи на низькосірчастому паливі (<1 %) і має знижені викиди NO_x до рівня <2 г/кВт·год завдяки застосуванню обладнання селективного каталітичного відновлення (SCR) для очищення відпрацьованих газів фірми Munters.

Машинне відділення обслуговується двома «димовими трубами», вбудованими в конструкцію по обидва боки верхньої палуби. Правобортне компонування виконує лише естетичну функцію, при цьому вихлопні гази двигуна відводяться з лівого борту. Над верхньою палубою дві димові труби з'єднані поперечним двосекційним баластним танком масою 550 т, який є основним елементом пасивної системи зменшення бортової хитавиці типу Flume. Система призначена для зниження високих значень метацентричної висоти (GM), що проявляються за певних умов завантаження/розвантаження, часткового завантаження та баластного стану.

Вважається, що Balticborg є одним із перших суден, яким було присвоєно нотації BV «Clean Sea» та «Clean Air», а його проєкт пройшов аналіз екологічного впливу, виконаний компанією Wagenborg. Окрім зазначених вище переваг машинної установки, було приділено увагу збору та сепарації шламів: потенційно забруднені морська та дощова води з палуби збираються в танк нульового скидання та фільтруються перед скиданням за

					KPM.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

борт. Біологічна вакуумна система очищення стічних вод Hamworthy відповідає вимогам BV та стандартам Канадських Великих озер.

Питання охорони праці були враховані при проєктуванні житлових приміщень; проблеми забруднення, пов'язані з викидами летких органічних сполук (VOC) з фарб, були зменшені, а за можливості застосовувалися лише безрозчинникові та водорозчинні покриття. У системах катодного захисту використовуються алюмінієві аноди без кадмію, а електричні кабелі не містять галону.

Опис двигуна 12ЧН 12,8/14,2 (MAN/D2842 LE301)

12ЧН 12,8/14,2 (рис. 1.3 - 1.4) [2] Двигун має дванадцять циліндрів V-подібного компонування. Він належить до чотиритактних дизельних двигунів і оснащений системою безпосереднього впорскування палива.

Для підвищення ефективності робочого процесу застосовано систему турбонаддуву з охолодженням наддувного повітря. Система охолодження двигуна є рідинною та реалізована із використанням роторного насоса і комбінованого радіатора. Подача палива здійснюється за допомогою рядних паливних насосів високого тиску фірми Bosch з електромагнітним приводом. Система керування двигуном передбачає застосування різних типів блоків керування ГАС, які можуть постачатися за окремим запитом.

Суднові двигуни здатні працювати необмежений час у важких умовах експлуатації за повного навантаження. Двигуни відзначаються високою довговічністю, надійністю та економічністю в процесі експлуатації. Завдяки компактному компонуванню забезпечується раціональне використання корисної площі на борту судна та оптимізація його завантаження без зниження потужнісних показників.

Двигуни D2842 характеризуються значним моторесурсом, високими значеннями ефективної потужності та крутного моменту за відносно невеликих габаритів і маси. До основних переваг двигуна належать: висока

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ефективність функціонування, зумовлена низькою питомою витратою палива та мастильного масла, а також відносно невисокими витратами на технічне обслуговування; високі потужнісні показники за умови екологічно безпечної роботи; здатність до швидкої адаптації до змін навантаження; безпечне регулювання пікових навантажень; міцна та компактна конструкція, що забезпечує надійну експлуатацію в умовах морського середовища.

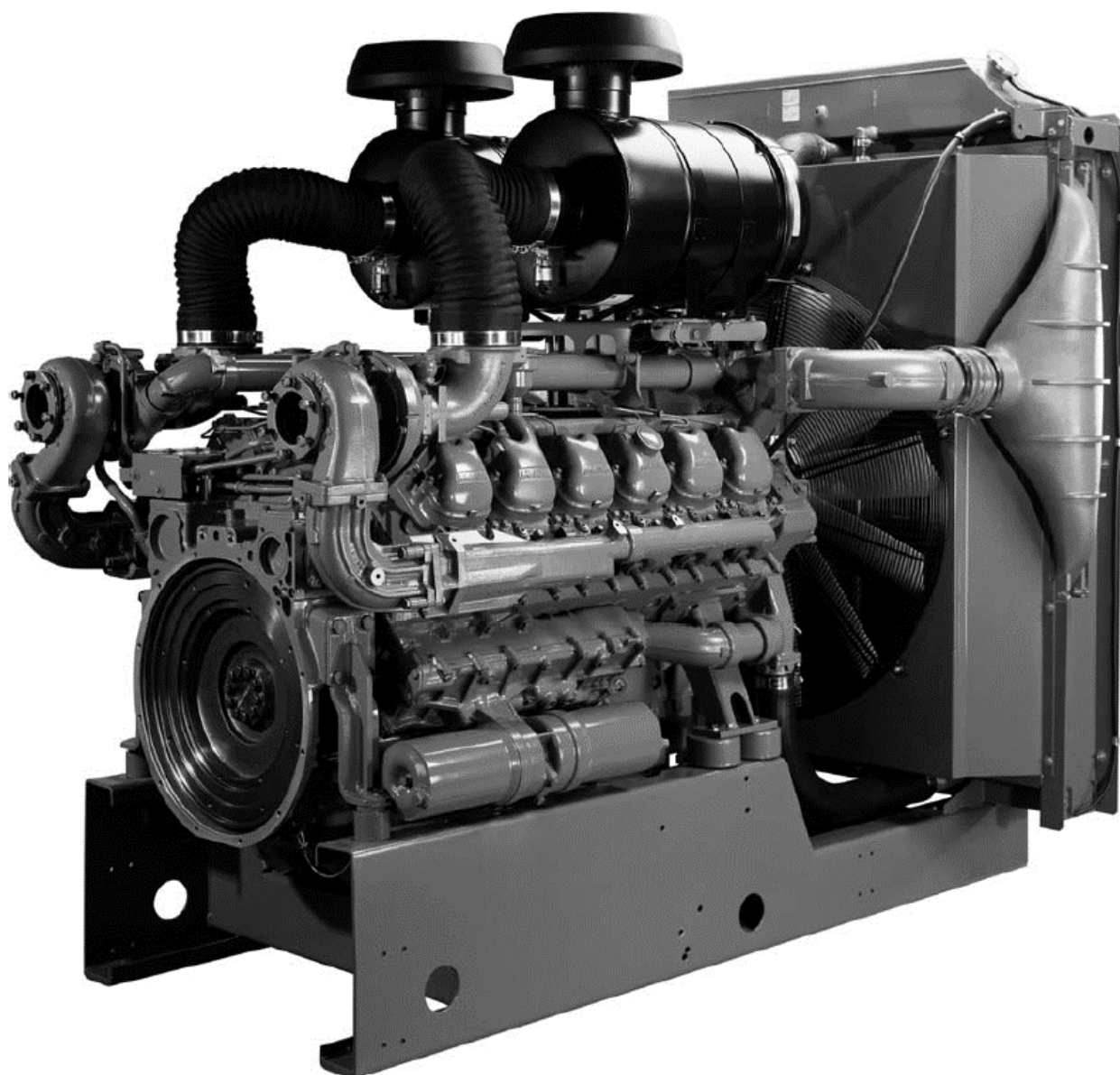


Рисунок 1.3 – Загальний вигляд двигуна 12ЧН 12,8/14,2

					<i>KPM.142.6221мз.25.04.00.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		11

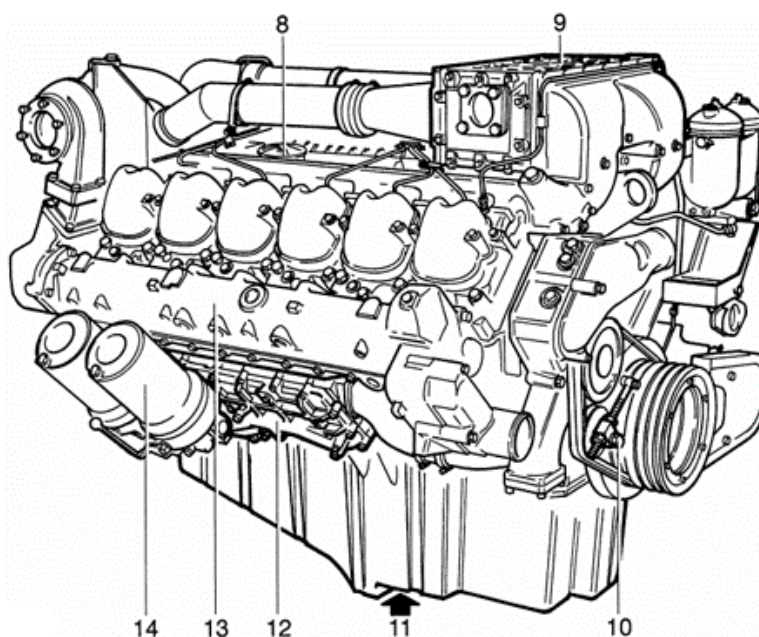
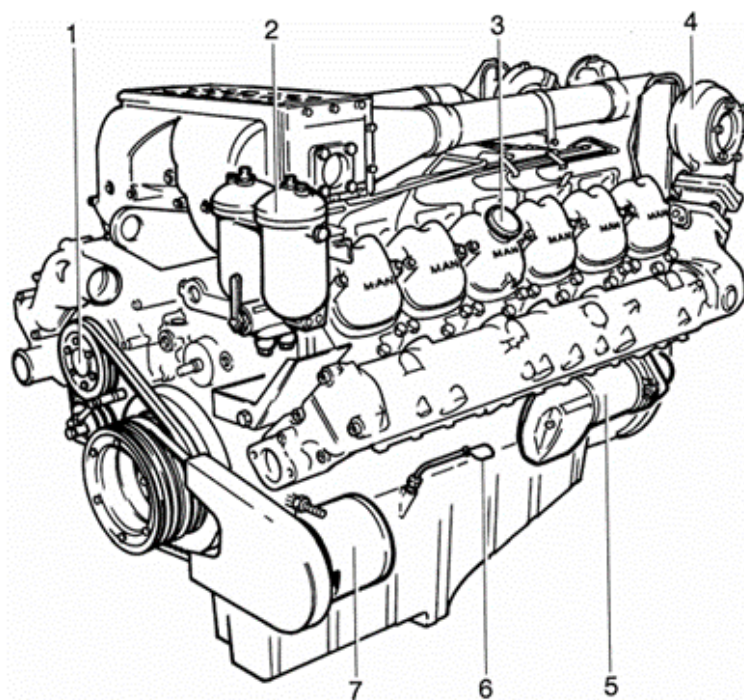


Рисунок 1.4 – Розміщення основних елементів двигуна 12ЧН 12,8/14,2:
 1 – водяний насос; 2 – паливний фільтр; 3 – маслозаливна горловина;
 4 – турбонагнітач; 5 – стартер; 6 – масловимірювальний щуп; 7 – трифазний генератор; 8 – клапан відокремлення масла; 9 – охолоджувач наддувного повітря; 10 – натяжний ролик; 11 – пробка зливного отвору масла; 12 – масляний радіатор; 13 – випускний трубопровід; 14 – масляний фільтр

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ

Аркуш

12

Система змащування двигуна

Система змащування (рис. 1.5 виконана за схемою примусового змащування під тиском з використанням одного масляного насоса, що забезпечує подачу мастила до підшипників колінчастого вала, шатунів і розподільного вала, а також до поршневих пальців, гнізд роликів штовхачів і коромисел клапанного механізму.

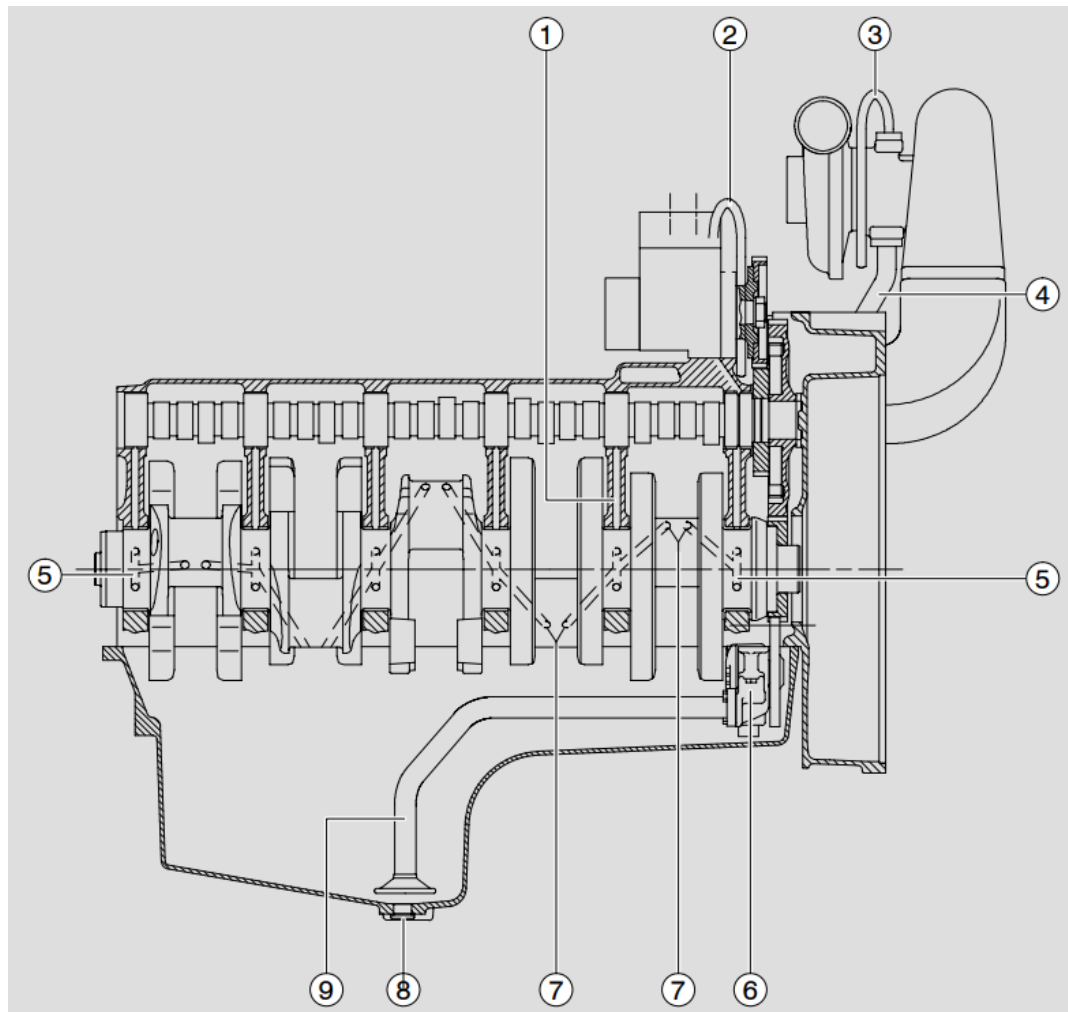


Рисунок 1.5 – Система змащування двигуна 12ЧН 12,8/14,2:

1 – маслопровід до колінчастого вала; 2 – змащування паливного насоса високого тиску; 3 – маслопроводи змащування випускних турбонагнітачів; 4 – маслосливний трубопровід від випускних турбонагнітачів; 5 – отвори для змащування корінних підшипників; 6 – масляний насос із клапанами скидання тиску масла; 7 – отвори для змащування шатунних підшипників; 8 – зливна пробка масла; 9 – маслоприймальна труба

Масило проходить фільтрацію через повнопоточковий фільтрувальний модуль з інтегрованим масляним охолоджувачем та сапун картера, увімкнений у головну магістраль. Допоміжні агрегати, такі як паливний насос високого тиску, турбонагнітач і механізми відбору потужності (РТО), під'єднані до загальної масляної системи двигуна.

Система охолодження

Система охолодження є замкненою (рис. 1.6), з примусовою циркуляцією охолоджувальної рідини та термостатичним регулюванням.

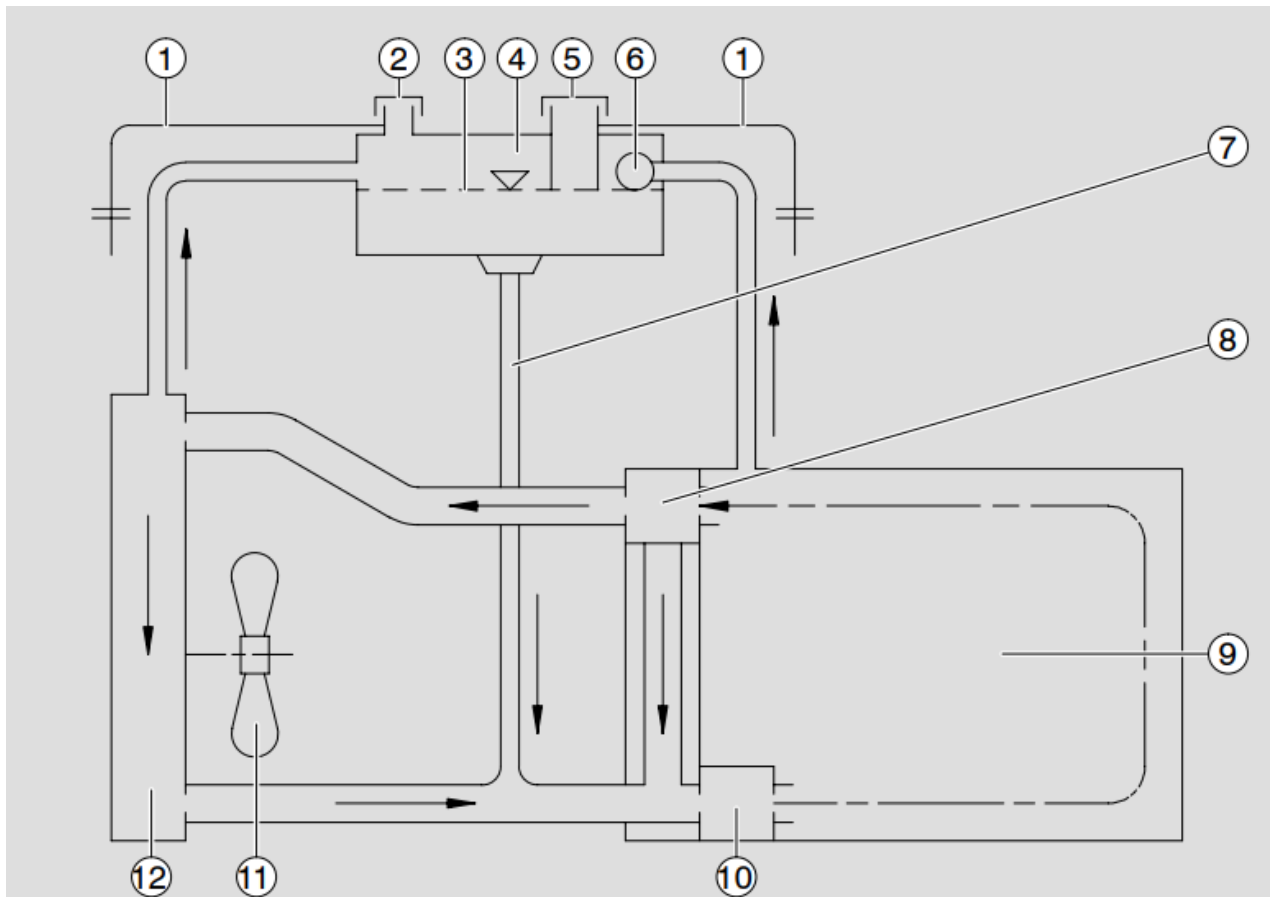


Рисунок 1.6 – Система охолодження двигуна 12ЧН 12,8/14,2:

1 – переливний та вентиляційний трубопровід; 2 – клапан надлишкового та розрідженого тиску; 3 – рівень охолоджувальної рідини в розширювальному бачку; 4 – розширювальний бачок; 5 – заливна горловина охолоджувальної рідини; 6 – система дегазації; 7 – заливна труба; 8 – термостат; 9 – двигун / картер; 10 – водяний насос; 11 – вентилятор; 12 – радіатор / інтеркулер.

Необслуговуваний водяний насос охолоджувальної рідини встановлений на передній частині картера двигуна та приводиться в дію ремінною передачею. Термостати розташовані на виході охолоджувальної рідини з насоса та виконані у вигляді змінних дисків.

Система впуску та випуску

Сухі випускні трубопроводи встановлені безпосередньо на головках циліндрів. Відпрацьовані гази відводяться до турбонагнітача з боку високого тиску. Керування перепускними (wastegate) клапанами здійснюється безпосередньо тиском наддуву. Головна масляна магістраль двигуна забезпечує змащування турбонагнітача та під'єднана до маслозливних каналів у корпусах турбонагнітачів.

Повітря для впуску подається через повітряний фільтр до турбонагнітачів. Попередньо стиснене наддувне повітря після цього спрямовується до циліндрів двигуна.

Паливна система

Паливна система (рис. 1.7) поділяється на контур низького тиску та контур високого тиску.

Паливопроводи, ручний підкачувальний насос і паливні фільтри входять до складу системи низького тиску.

Паливні насоси подачі палива до високого тиску приєднані фланцевим з'єднанням до насоса високого тиску на межі між контурами.

Система високого тиску складається з паливного насоса високого тиску, який живиться від фланцево приєднаних підкачувальних насосів, а також з паливопроводів високого тиску та форсунок.

Система моніторингу двигуна

Контроль роботи двигуна здійснюється за допомогою різноманітних датчиків.

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

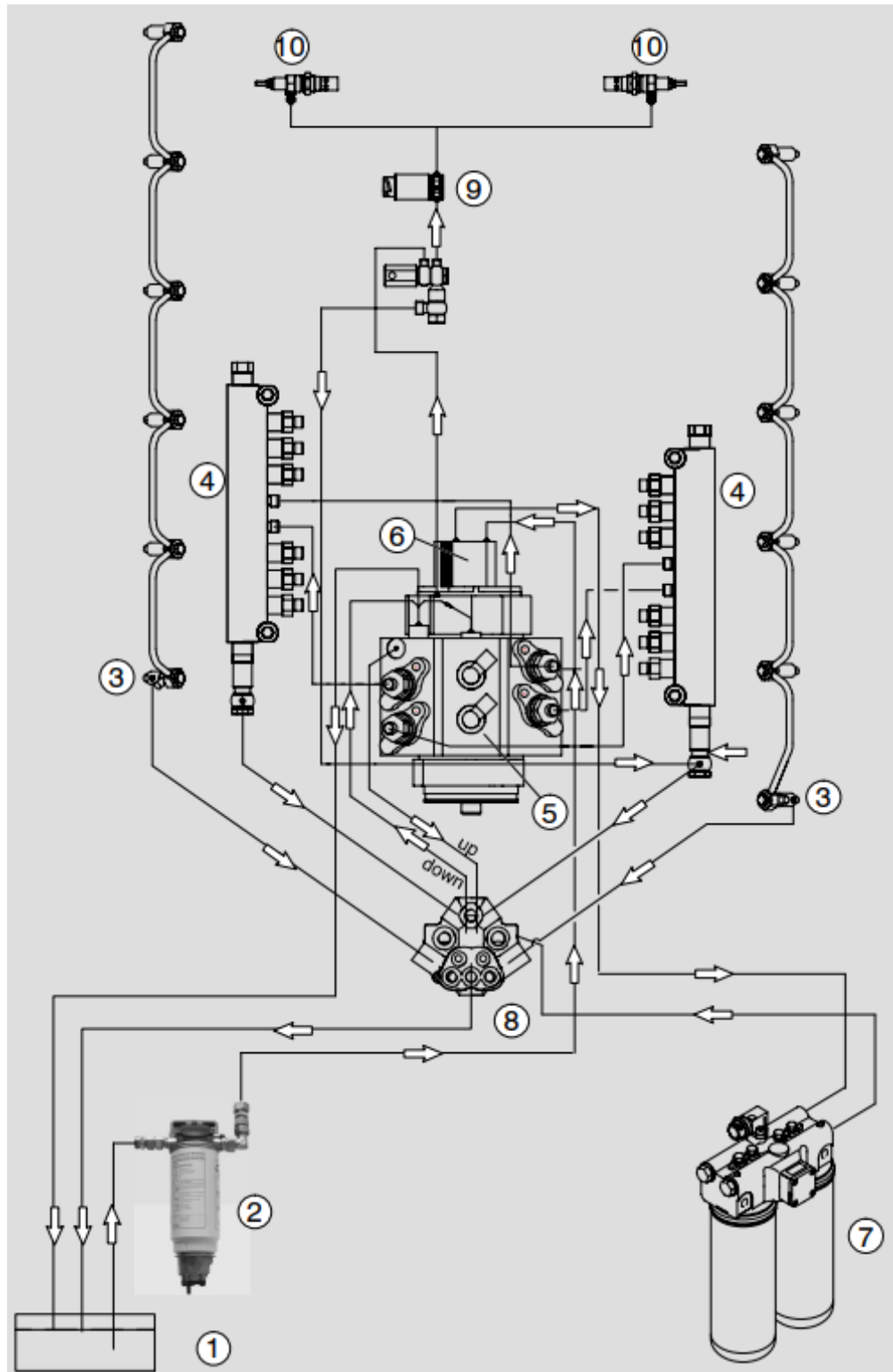


Рисунок 1.6 – Паливна система двигуна 12ЧН 12,8/14,2:

- 1 – паливний бак; 2 – паливний попередній фільтр із водовідокремлювачем;
 3 – форсунка; 4 – паливна рампа (рейка); 5 – паливний насос високого тиску;
 6 – паливний насос; 7 – паливний фільтр; 8 – паливорозподільник;
 9 – електромагнітний клапан; 10 – свічка розжарювання

Датчики, зокрема датчики частоти обертання та температури, передають інформацію про різні експлуатаційні параметри двигуна до блоку керування двигуном. Блок керування двигуном функціонує відповідно до принципу EVA:

E – Eingabe (вхід);

V – Verarbeitung (обробка);

A – Ausgang (вихід).

Блок керування обробляє інформацію, отриману від датчиків, та формує керувальні вихідні сигнали, які передаються на виконавчі механізми. Виконавчі механізми перетворюють електричні сигнали на механічні дії.

Блок-картер двигуна, як і блок циліндрів, виготовлений із модифікованого чавуну. Обидва ці елементи конструктивно поєднані та утворюють єдиний жорсткий вузол. Завдяки особливій формі блоку, витягнутій униз, досягається підвищена жорсткість конструкції двигуна, що позитивно впливає на його міцність і довговічність під час експлуатації.

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

СУЧАСНІ НАПРЯМКИ ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМ ВПОРСКУВАННЯ ПАЛИВА СУДНОВИХ ДВИГУНІВ

У сучасному суднобудуванні та морській енергетиці проблема ефективного використання паливно-енергетичних ресурсів набуває особливої актуальності. Суднові дизельні двигуни, які залишаються основним джерелом механічної та електричної енергії на більшості морських і річкових суден, характеризуються значними втратами теплоти, що відводиться разом із відпрацьованими газами. Частка теплової енергії, яка втрачається з відпрацьованими газами, може досягати 25–40 % від загальної теплоти згоряння палива, що свідчить про наявність значного резерву для підвищення загального коефіцієнта корисної дії суднових енергетичних установок [3].

Утилізація теплової енергії відпрацьованих газів суднових двигунів спрямована на перетворення частини цієї енергії у корисну роботу або додаткову електричну чи теплову енергію. Сучасні напрями розвитку таких систем обумовлені як економічними чинниками, зокрема зростанням вартості палива, так і посиленням міжнародних екологічних вимог щодо скорочення викидів парникових газів та шкідливих компонентів.

Котли-утилізатори відпрацьованих газів є одним із найбільш ефективних і технологічно відпрацьованих засобів утилізації теплової енергії суднових дизельних двигунів. Їх застосування ґрунтується на використанні значного теплового потенціалу відпрацьованих газів, температура яких після турбонагнітача може становити 250–400 °С залежно від типу двигуна та режиму його роботи. За таких умов теплота, що зазвичай викидається в атмосферу, може бути частково перетворена в корисну теплову або механічну енергію.

Принцип роботи котла-утилізатора полягає у передачі теплоти від потоку відпрацьованих газів до води або іншого теплоносія через поверхні

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

теплообміну. У результаті відбувається нагрів води або утворення пари, яка може використовуватися для різноманітних суднових потреб. Найбільш поширеним є застосування котлів-утилізаторів для виробництва пари низького або середнього тиску, що використовується для підігріву важкого палива, мастильних матеріалів, живильної води, а також для опалення житлових і службових приміщень судна.

Сучасні котли-утилізатори широко застосовуються на транспортних, контейнерних, танкерних і пасажирських суднах, а також на суднах із високою встановленою потужністю головних двигунів. У складі комбінованих суднових енергетичних установок вони можуть працювати спільно з допоміжними паровими турбінами або турбогенераторами, забезпечуючи додаткове виробництво електричної енергії без збільшення витрати палива. Такий підхід дозволяє підвищити загальний коефіцієнт корисної дії суднової енергетичної установки на 5–10 %.

Важливою перевагою котлів-утилізаторів є їх відносна конструктивна простота та висока надійність у порівнянні з іншими системами утилізації теплоти. Сучасні конструкції передбачають використання багатопрохідних теплообмінних поверхонь, оребрених труб і оптимізованих газових трактів, що дозволяє підвищити інтенсивність теплообміну при мінімальних гідравлічних опорах. Крім того, автоматизовані системи керування забезпечують стабільну роботу котла в широкому діапазоні навантажень двигуна.

Застосування котлів-утилізаторів має також важливе екологічне значення. Зниження температури відпрацьованих газів сприяє зменшенню теплового впливу на атмосферу, а також опосередковано знижує рівень утворення оксидів азоту. Крім того, зменшення потреби в роботі допоміжних дизель-генераторів приводить до скорочення загальних викидів CO₂, SO_x та твердих частинок, що є особливо важливим в умовах дії міжнародних екологічних вимог та стандартів Міжнародної морської організації (ІМО).

					<i>KPM.142.6221мз.25.04.00.ПЗ</i>	Аркуш
						19
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Разом із тим ефективність котлів-утилізаторів значною мірою залежить від режимів роботи суднового двигуна. При часткових навантаженнях або маневрових режимах кількість утилізованої теплоти зменшується, що потребує застосування допоміжних котлів або комбінованих схем теплопостачання. У зв'язку з цим сучасні дослідження спрямовані на оптимізацію конструкції котлів-утилізаторів та їх інтеграцію з іншими системами утилізації теплоти, зокрема органічними циклами Ренкіна та системами акумулювання теплової енергії.

Комбіновані парогазові та паротурбінні установки належать до найбільш ефективних сучасних технологій утилізації теплової енергії відпрацьованих газів суднових двигунів. Їх застосування базується на принципі каскадного використання енергії, за якого теплота, що відводиться з відпрацьованими газами головного двигуна, використовується для додаткового вироблення механічної або електричної енергії без збільшення витрати палива. Такий підхід дозволяє суттєво підвищити сумарний коефіцієнт корисної дії суднової енергетичної установки [4].

У паротурбінних установках теплота відпрацьованих газів відбирається в котлі-утилізаторі, де відбувається генерація пари певного тиску і температури. Отримана пара подається на парову турбіну, з'єднану з електрогенератором або допоміжним механізмом. Паротурбінні установки є особливо ефективними на судах з потужними низькообертовими або середньообертовими дизельними двигунами, для яких характерні значні витрати та високі температури відпрацьованих газів. У таких умовах вироблення пари забезпечує стабільну роботу турбіни навіть за тривалих рейсових режимів.

Комбіновані парогазові установки є більш складним, але водночас і більш ефективним напрямком утилізації теплоти. У таких системах теплота відпрацьованих газів використовується не лише для виробництва пари, а й для забезпечення роботи газової частини енергетичного циклу. Поєднання

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

газового та парового циклів дозволяє реалізувати глибшу утилізацію теплоти та підвищити загальний ККД установки до 50–55 %, що є значно вищим показником у порівнянні з традиційними дизельними енергетичними установками.

Важливою перевагою комбінованих парогазових і паротурбінних установок є можливість додаткового вироблення електричної енергії для суднових споживачів. Це дозволяє зменшити навантаження на допоміжні дизель-генератори або повністю відмовитися від їх роботи під час морського переходу, що призводить до зниження сумарної витрати палива та скорочення викидів шкідливих речовин. У середньому використання таких систем забезпечує економію палива на рівні 5–10 % залежно від типу судна та режимів його експлуатації [5].

Разом із тим застосування комбінованих установок потребує вирішення низки технічних і експлуатаційних завдань. До них належать значні масо-габаритні показники паротурбінного обладнання, підвищені вимоги до якості живильної води, складність систем автоматизації та необхідність кваліфікованого обслуговування. Ці чинники обмежують застосування комбінованих установок переважно великими морськими суднами, зокрема контейнеровозами, танкерами та балкерами.

Сучасні напрями розвитку комбінованих парогазових і паротурбінних установок пов'язані з підвищенням їх компактності, впровадженням модульних конструкцій та вдосконаленням систем керування. Значна увага приділяється інтеграції таких установок із котлами-утилізаторами, системами охолодження двигуна та накопичувачами теплової енергії, що дозволяє забезпечити ефективну роботу установки в умовах змінних навантажень і маневрових режимів.

Органічний цикл Ренкіна (Organic Rankine Cycle, ORC) є одним із найбільш перспективних сучасних напрямків утилізації теплової енергії відпрацьованих газів суднових двигунів, особливо в умовах використання

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

низько- та середньотемпературних теплових потоків. На відміну від класичного парового циклу Ренкіна, в ORC як робоче тіло застосовуються органічні робочі речовини з низькою температурою кипіння, що дозволяє ефективно використовувати теплоту відпрацьованих газів із температурою 200–350 °С, характерною для більшості суднових дизельних двигунів.

Принцип роботи ORC-установки полягає у перетворенні теплової енергії відпрацьованих газів у механічну, а далі — в електричну енергію. Відпрацьовані гази після турбонагнітача спрямовуються до теплообмінника-утилізатора, де передають теплоту органічному робочому тілу. Після випаровування робоча речовина надходить на турбіну або об'ємний розширювальний агрегат, який приводить у дію електрогенератор. Після цього робоче тіло конденсується та за допомогою насоса знову подається в теплообмінник, утворюючи замкнений термодинамічний цикл [6].

Однією з головних переваг ORC-установок є їх здатність ефективно працювати з тепловими джерелами відносно низької температури, для яких застосування традиційних паротурбінних установок є малоефективним або технічно недоцільним. Це робить ORC особливо привабливими для суднових двигунів середньо- та високообертового типу, а також для режимів часткових навантажень, характерних для сучасної експлуатації суден.

ORC-установки характеризуються компактністю, низькою масою та високим рівнем автоматизації, що є важливими перевагами в умовах обмеженого суднового простору. Вони не потребують складних систем підготовки води, характерних для парових циклів, і можуть функціонувати в автоматичному режимі без постійного втручання обслуговуючого персоналу. Це значно знижує експлуатаційні витрати та підвищує надійність роботи системи в морських умовах.

Використання органічного циклу Ренкіна дозволяє отримувати додаткову електричну потужність у межах 3–8 % від номінальної потужності головного двигуна залежно від його типу, теплового режиму та параметрів робочого

					KPM.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

тіла. Отримана електроенергія може бути використана для живлення суднових споживачів або інтегрована в загальну електроенергетичну систему судна, що сприяє зменшенню навантаження на допоміжні дизель-генератори та скороченню витрати палива.

З екологічної точки зору ORC-установки мають істотні переваги, оскільки забезпечують зниження сумарних викидів CO₂ за рахунок підвищення загальної енергоефективності суднової енергетичної установки. Крім того, зменшення температури відпрацьованих газів після теплообмінника сприяє зниженню теплового впливу на навколишнє середовище та створює сприятливі умови для подальшого очищення газів у системах післяобробки [7].

Разом із тим застосування ORC-установок потребує ретельного вибору органічного робочого тіла з урахуванням його термодинамічних властивостей, екологічної безпеки, пожежонебезпечності та сумісності з судновими умовами експлуатації. Сучасні дослідження зосереджені на використанні екологічно безпечних робочих речовин із низьким потенціалом глобального потепління (GWP) та на вдосконаленні теплообмінного обладнання для підвищення ефективності циклу.

Турбокомпаундування є одним із ефективних сучасних напрямків утилізації теплової енергії відпрацьованих газів суднових двигунів, що ґрунтується на прямому перетворенні частини енергії газового потоку в додаткову корисну механічну або електричну потужність. На відміну від систем, у яких теплота відпрацьованих газів використовується опосередковано через теплообмінні апарати, турбокомпаундування передбачає встановлення додаткової силової турбіни безпосередньо в тракті відпрацьованих газів після основного турбонагнітача.

Принцип дії турбокомпаундувальної системи полягає в тому, що відпрацьовані гази, які після турбіни турбонагнітача все ще мають значний енергетичний потенціал, спрямовуються на додаткову газову турбіну.

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Отримана механічна енергія може передаватися на колінчастий вал головного двигуна через механічну передачу або перетворюватися в електричну енергію за допомогою генератора. Таким чином забезпечується підвищення ефективної потужності двигуна без збільшення витрати палива.

Застосування турбокомпаундування дозволяє підвищити загальний коефіцієнт корисної дії суднового дизельного двигуна в середньому на 3–6 %, а в окремих випадках — до 8 %, що має суттєве економічне значення для суден із тривалими рейсовими режимами роботи. Найбільший ефект досягається на низькообертових і середньообертових суднових двигунах великої потужності, для яких характерні високі витрати та температура відпрацьованих газів.

Однією з ключових переваг турбокомпаундування є відносна компактність системи та можливість її інтеграції в існуючі суднові енергетичні установки без суттєвої зміни їх конструкції. У порівнянні з паротурбінними або ORC-установками турбокомпаундувальні системи мають менші масо-габаритні показники та не потребують складних теплообмінних контурів або додаткових робочих тіл. Це робить їх привабливими з точки зору експлуатаційної надійності та простоти обслуговування.

Разом із тим впровадження турбокомпаундування пов'язане з низкою технічних обмежень. Додаткова турбіна створює підвищений зворотний тиск у випускному тракті, що може негативно впливати на газообмін у циліндрах та робочий процес двигуна. Тому при проєктуванні таких систем необхідне ретельне узгодження параметрів газового тракту, турбонагнітача і компаундувальної турбіни. Особлива увага приділяється забезпеченню надійності роботи турбінних елементів в умовах високих температур і змінних навантажень.

З екологічної точки зору турбокомпаундування сприяє зниженню питомих викидів CO₂ за рахунок підвищення паливної ефективності суднового двигуна. Крім того, часткове зниження температури

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

відпрацьованих газів після додаткової турбіни створює сприятливі умови для подальшого використання систем очищення газів або інших методів утилізації теплоти.

Сучасні тенденції розвитку турбокомпаундування пов'язані з поєднанням механічних та електричних схем відбору потужності, а також з інтеграцією таких систем у комплексні енергетичні системи судна. Особливу перспективу мають електричні турбокомпаундувальні установки, які забезпечують гнучкий розподіл додаткової потужності між судновими споживачами та можуть ефективно працювати в умовах змінних режимів експлуатації.

Комплексні інтегровані системи утилізації теплоти є сучасним та перспективним напрямком підвищення енергоефективності суднових енергетичних установок, який передбачає одночасне та узгоджене використання теплової енергії відпрацьованих газів, систем охолодження двигуна та інших джерел вторинної теплоти. На відміну від окремих автономних систем утилізації, інтегрований підхід забезпечує максимальне залучення наявних теплових потоків у загальний енергетичний баланс судна.

Основною ідеєю комплексних систем є каскадне використання теплоти різного температурного рівня. Високотемпературна теплота відпрацьованих газів використовується в котлах-утилізаторах, паротурбінних або ORC-установках для виробництва механічної чи електричної енергії. Середньо- та низькотемпературна теплота, що відводиться системами охолодження циліндрів, наддувного повітря та мастила, спрямовується на підігрів палива, води, повітря або використовується для опалення суднових приміщень і забезпечення побутових потреб екіпажу.

Інтегровані системи утилізації теплоти тісно пов'язані з концепцією енергетичного менеджменту судна. Вони передбачають застосування автоматизованих систем керування, які забезпечують оптимальний розподіл теплових потоків залежно від режимів роботи головного двигуна, навантаження на суднову електроенергетичну систему та експлуатаційних

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ІІЗ	Аркуш
						25
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

умов. Це дозволяє підтримувати стабільну роботу енергетичної установки за змінних навантажень і мінімізувати втрати енергії.

Важливою складовою комплексних систем є поєднання різних технологій утилізації теплоти, зокрема котлів-утилізаторів, паротурбінних установок, органічних циклів Ренкіна та турбокомпаундування. Така комбінація дає змогу адаптувати систему до конкретного типу судна та двигуна, забезпечуючи максимальну ефективність використання теплоти відпрацьованих газів як на повному, так і на частковому навантаженні.

Застосування комплексних інтегрованих систем утилізації теплоти дозволяє суттєво підвищити загальний коефіцієнт корисної дії суднової енергетичної установки, зменшити витрати палива та скоротити потребу в роботі допоміжних дизель-генераторів. У середньому інтеграція кількох джерел вторинної теплоти може забезпечити додаткову економію палива на рівні 8–12 %, що має значний економічний ефект для суден із тривалими рейсами.

З екологічної точки зору комплексні системи утилізації теплоти сприяють зниженню питомих викидів CO₂, NO_x та інших шкідливих речовин за рахунок підвищення паливної ефективності та зменшення загального споживання палива. Крім того, зниження температури відпрацьованих газів після утилізаційних пристроїв створює сприятливі умови для подальшого очищення газів у системах післяобробки.

Разом із тим впровадження комплексних інтегрованих систем пов'язане з певними труднощами, зокрема ускладненням конструкції суднової енергетичної установки, підвищеними вимогами до систем автоматизації та необхідністю високої кваліфікації обслуговуючого персоналу. Тому сучасні дослідження спрямовані на розробку модульних інтегрованих рішень, які забезпечують гнучкість, надійність і простоту експлуатації.

Термоелектричні системи утилізації теплоти є інноваційним і наукоємним напрямком використання теплової енергії відпрацьованих газів

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						26
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

суднових двигунів, що базується на прямому перетворенні теплової енергії в електричну без застосування рухомих механічних елементів. Принцип дії таких систем ґрунтується на термоелектричному ефекті Зеебека, за якого різниця температур між двома спаями напівпровідникових матеріалів призводить до виникнення електричної напруги.

У суднових умовах термоелектричні генератори (TEG) можуть встановлюватися безпосередньо на елементах випускного тракту двигуна, зокрема на газовипускних колекторах, трубопроводах або теплообмінних поверхнях після турбонагнітача. Гаряча сторона термоелектричного модуля нагрівається відпрацьованими газами, тоді як холодна сторона охолоджується за рахунок забортної води або внутрішніх систем охолодження судна. Створена температурна різниця забезпечує генерацію електричної енергії.

Однією з основних переваг термоелектричних систем є їх висока конструктивна простота та надійність. Відсутність рухомих частин мінімізує механічний знос, шум і потребу в технічному обслуговуванні, що є суттєвою перевагою в умовах тривалої суднової експлуатації. Крім того, термоелектричні системи можуть працювати в широкому діапазоні навантажень і є малочутливими до коливань режимів роботи головного двигуна.

Термоелектричні установки особливо ефективні для утилізації низько- та середньотемпературної теплоти, яка залишається після роботи котлів-утилізаторів, турбокомпаундувальних систем або ORC-установок. Це дозволяє розглядати їх як доповнювальний елемент комплексних інтегрованих систем утилізації теплоти, що забезпечує більш повне використання енергетичного потенціалу відпрацьованих газів.

Разом із тим сучасний рівень розвитку термоелектричних матеріалів обмежує ефективність таких систем. Коефіцієнт корисної дії термоелектричних генераторів, як правило, не перевищує 3–7 %, що значно нижче порівняно з паротурбінними або ORC-установками. Однак навіть за

таких показників термоелектричні системи можуть забезпечувати живлення локальних суднових споживачів, датчиків, систем автоматизації та допоміжного обладнання без додаткової витрати палива.

Важливим напрямком сучасних досліджень є розробка нових термоелектричних матеріалів із підвищеним коефіцієнтом добротності, а також оптимізація теплового контакту між термоелектричними модулями та поверхнями випускного тракту. Значна увага приділяється також питанням довговічності матеріалів в умовах високих температур, вібрацій і агресивного середовища відпрацьованих газів.

З екологічної точки зору термоелектричні системи утилізації теплоти сприяють зниженню питомих викидів CO₂ за рахунок додаткового вироблення електричної енергії без спалювання палива. Крім того, часткове зниження температури відпрацьованих газів після відбору теплоти може позитивно впливати на роботу систем очищення газів та зменшувати теплове навантаження на випускні елементи двигуна.

Проведений аналіз сучасних напрямків утилізації теплової енергії відпрацьованих газів суднових двигунів свідчить про наявність значного потенціалу підвищення енергоефективності суднових енергетичних установок за рахунок використання вторинних теплових ресурсів. Відпрацьовані гази, які містять суттєву частку теплоти згоряння палива, є важливим джерелом енергії, що може бути частково повернута в корисну роботу з використанням різних технічних рішень.

Традиційні системи утилізації теплоти, зокрема котли-утилізатори та паротурбінні установки, забезпечують ефективне використання високотемпературної теплоти відпрацьованих газів і широко застосовуються на судах великої потужності. Вони дозволяють знизити навантаження на допоміжні енергетичні установки та скоротити витрату палива, однак характеризуються значними масо-габаритними показниками, складністю

					<i>KPM.142.6221мз.25.04.00.ПЗ</i>	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

експлуатації та обмеженою ефективністю в умовах змінних і часткових навантажень.

Комбіновані парогазові установки та системи турбокомпаундування демонструють вищі показники ефективності за рахунок прямого або каскадного використання енергії газового потоку. Разом із тим їх застосування пов'язане з ускладненням конструкції суднової енергетичної установки, підвищеними вимогами до узгодження газодинамічних параметрів і високими вимогами до надійності елементів, що працюють в умовах високих температур і тисків.

Органічний цикл Ренкіна (ORC) є перспективним напрямком утилізації низько- та середньотемпературної теплоти відпрацьованих газів, що дозволяє розширити діапазон ефективного використання теплових потоків. ORC-установки характеризуються компактністю та високим рівнем автоматизації, проте їх ефективність значною мірою залежить від вибору робочого тіла, а вартість і складність інтеграції залишаються стримувальними факторами для масового впровадження.

Комплексні інтегровані системи утилізації теплоти є найбільш гнучким і системним підходом до використання вторинних енергетичних ресурсів судна. Вони забезпечують глибоку інтеграцію різних джерел теплоти та технологій її використання, однак потребують складних систем керування, високої кваліфікації персоналу та значних капітальних витрат на впровадження.

На тлі розглянутих напрямків особливої уваги заслуговують термоелектричні генератори, які на сучасному етапі розвитку суднової енергетики можна вважати найбільш перспективним і оптимальним напрямком утилізації теплової енергії відпрацьованих газів судових двигунів. Основною перевагою термоелектричних систем є пряме перетворення теплової енергії в електричну без використання рухомих частин, що забезпечує високу надійність, мінімальні вимоги до технічного

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

обслуговування та стабільну роботу в широкому діапазоні режимів експлуатації.

Незважаючи на відносно невисокий коефіцієнт корисної дії термоелектричних генераторів на сучасному етапі, їх конструктивна простота, компактність, екологічна безпека та можливість модульного впровадження роблять ці системи особливо привабливими для суднових умов. Термоелектричні генератори можуть ефективно використовуватися як автономні або допоміжні джерела електроенергії, а також як складова комплексних інтегрованих систем утилізації теплоти, забезпечуючи більш повне використання енергетичного потенціалу відпрацьованих газів.

З урахуванням інтенсивного розвитку термоелектричних матеріалів, підвищення їх коефіцієнта добротності та вдосконалення технологій теплового контакту, можна прогнозувати суттєве зростання ефективності термоелектричних генераторів у найближчій перспективі. Це дозволяє зробити висновок, що саме термоелектричні системи утилізації теплоти мають найбільший потенціал для широкого практичного застосування в майбутніх енергоефективних та екологічно безпечних суднових енергетичних установках.

					<i>KPM.142.6221мз.25.04.00.ПЗ</i>	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ТЕРМОЕЛЕКТРИЧНИХ ГЕНЕРАТОРІВ В СКЛАДІ ДВИГУНА 12ЧН 12,8/14,2

Розрахунок робочого циклу двигуна 12ЧН 12,8/14,2

Вихідні дані

Температура атмосферного повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (стандартне значення).

Тиск атмосферного повітря p_0 . Приймаємо $p_0 = 0,1013$ МПа (стандартне значення).

Ступінь стиснення ε . Для даного типу двигунів приймаємо $\varepsilon = 15,5$ [4].

Коефіцієнт надлишку повітря α . Він залежить від розмірів двигуна. Приймаємо $\alpha = 2,075$.

Адіабата повітря $k_s = 1,41$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{т.м} = 0,98$.

Адіабатний ККД турбіни $\eta_{т.ад} = 0,95$.

Коефіцієнт відпрацьованих газів γ_r . Приймаємо $\gamma_r = 0,04$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина може змінюватись в значних межах і залежить від досконалості двигуна.

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

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda = 1,2$.

Підігрів повітря від стінок втулки циліндра ΔT_a . Приймаємо $\Delta T_a = 20$ К.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми ζ . Величину залежить від типу двигуна та типу системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,99$.

Зменшення тиску у охолоджувачі наддувного повітря $\Delta P_{ох}$. Приймаємо $\Delta P_{ох} = 0,005$ МПа.

Температура відпрацьованих газів T_r . Приймаємо $T_r = 800$ К [6].

					<i>KPM.142.6221мз.25.04.00.ПЗ</i>	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		31

Елементарний склад палива. Розрахунок для палива середнього складу [5]: $C = 0,87$ кг; $H = 0,126$ кг; $S = 0$ кг; $O = 0,004$ кг.

Коефіцієнт тактності Z . Приймаємо $Z = 0,5$.

Нижча теплота згоряння палива Q_n . Приймаємо $Q_n = 42700$ (кДж/кг).

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного двигуна $P_k = 3,5$.

Результати теплового розрахунку двигуна

Робочий цикл є послідовним розрахунком п'ятих процесів: наповнення, стиснення, згоряння палива, розширення та випуску. Точність розрахунку задовільну випадку різниці між заданою і отриманою потужністю не більше 0,5%.

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k,ad}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,35}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,7} \right] = 471,146$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 471,146 - 0,9 \times (471,146 - 293) = 310,815$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{310,815 + 20 + 0,04 \times 800}{1 + 0,04} = 348,86$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,35 - 0,005 = 0,345$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,99 \times P_s = 0,99 \times 0,345 = 0,907$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \phi_n) = \frac{15,5}{15,5 - 1} \times \frac{0,345}{0,342} \times \frac{310,815}{348,86} \times \frac{1}{1 + 0,04} \times (1 - 0) = 0,907$$

Розрахунок процесу стиснення

Основним призначенням процесу стиснення в ДВЗ є збільшення різниці температурних рівнів циклу, а отже, підвищення економічності двигуна. Крім цього, збільшення густини та температури заряду наприкінці стиснення ініціює подальші процеси займання та горіння палива.

Під час стиснення в дизелі відбуваються такі процеси: нестационарний теплообмін між зарядом і поверхнею циліндра, що обмежує його; зменшення поверхні теплообміну в міру наближення поршня до ВМТ; випаровування та займання частини уприсненого палива; витік частини заряду через нещільності кілець.

Приймаємо

$$n_I = 1,361$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_I} = 0,342 \times 15,5^{1,361} = 14,236$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_I - 1} = 348,86 \times 15,5^{1,361 - 1} = 938,122$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсний процес згоряння дуже складний. У розрахунковому циклі, що розглядається, передбачається, що згоряння палива починається в точці "с" (див. рис. 3.1.), а закінчується на лінії z - b. Для розрахунку термодинамічних

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

процесів, під час яких до робочого тіла підводиться теплота від палива, що згорає, необхідно знати, скільки теплоти підводиться до робочого тіла в результаті згоряння і теплообміну зі стінками на ділянках с - у - z і z - b. При цьому динаміка підведення теплоти на розглянутих ділянках визначається характером процесу (ізохора, ізобара, політропа). Це питання вирішується за допомогою емпіричних коефіцієнтів.

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,075}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,206$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,026} = 1,0308$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0308 + 0,04}{1 + 0,04} = 1,0296$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_{sz}}{\xi_{sb}} = \frac{0,94}{0,98} = 0,959$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,0308 - 1}{1 + 0,04} \right) \times 0,959 = 1,028$$

Максимальна температура згоряння, К

$$\frac{\xi_z \times Q_{st}}{\alpha \times L_0} + [c_v' + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c_v^* + 8,314 \times \lambda)] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c_{pz}^* \times T_z$$

$$T_z = \frac{C}{A \times T_z + B}$$

$$A = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times b_z$$

$$B = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times (a_{vz} + 8,314)$$

$$C = \frac{\xi_z \times Q_w}{\alpha \times L_0} + [(19,26 + 0,0025 \times T_c) + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times ((20,47 + 0,0036 \times T_c) + 8,314 \times \lambda)] \times T_c$$

Використовуємо метод послідовних наближень для розв'язання рівняння. Приймаємо у першому наближенні $T_z = 1900$ К. Після декількох ітерацій розраховуємо:

$$T_z = 1925$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,2 \times 14,236 = 17,083$$

Розрахунок процесу розширення

Він здійснюється під час руху поршня від ВМТ до НМТ, і починається він у момент кінця подачі палива (кінець видимого процесу згоряння, точка z).

Закінчується процес розширення (точка b), як це приймають в ідеальних і розрахункових циклах, у момент досягнення поршнем НМТ. Насправді в робочих циклах процес розширення закінчується в момент відкриття випускного клапана, тобто раніше НМТ. Процес розширення протягом усього часу протікає зі змінним теплообміном, що значною мірою ускладнює визначення балансу тепла за цей процес. Для визначення параметрів газу наприкінці процесу розширення, так само як і процес стиснення, є політропним процесом із постійним значенням показника n_2 , що дорівнює середньому значенню. при такій заміні дійсного процесу розширення визначення тиску й температури газів наприкінці розширення значно спрощується, а точність залежить від того, наскільки правильно й обґрунтовано визначено значення n_2 .

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,028}{1,2} \times \frac{1925}{938,122} = 1,759$$

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						35
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15,5}{1,759} = 8,812$$

Приймаємо $n_2 = 1,271$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1925 \times \frac{1}{8,812^{1,271-1}} = 1067$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{17,083}{8,812^{1,271}} = 1,075$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i' = \frac{P_z}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$
$$= \frac{14,236}{15,5-1} \times \left[1,2 \times (1,759-1) + \frac{1,2 \times 1,759}{1,271-1} \times \left(1 - \frac{1}{8,812^{1,271-1}} \right) - \frac{1}{1,361-1} \times \left(1 - \frac{1}{15,5^{1,361-1}} \right) \right] = 2,592$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P_i' \times \zeta \times (1 - \phi_n) = 2,592 \times 0,99 \times (1 - 0) = 2,566$$

Індикаторна питома витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,345 \times 0,907}{2,075 \times 0,495 \times 310,815 \times 2,566} = 0,165$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,165 \times 42700} = 0,51$$

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 2,566 \times 0,9 = 2,309$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,51 \times 0,9 = 0,459$$

Питома ефективна витрата пального, кг/(кВт*год)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,165}{0,9} = 0,1837$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,128^2 \times 0,142 \times 0,5 \times 2,309 \times 1500 \times 12 = 633,486$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{633,486 - 633}{633,486} \times 100\% = 0,077\%$$

Визначення дійсного Π_x компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

Універсальна газова стала $R = 287$ Дж/кг*К

$$G = \left(\frac{\pi \times D_c^2}{4} \right) \times S_c \times \left(\frac{P_s \times 10^6}{R \times T_s} \right) \times \eta_l \times i \times z \times \left(\frac{n}{60} \right) \times \phi_a =$$
$$= \left(\frac{3,14 \times 0,128^2}{4} \right) \times 0,142 \times \left(\frac{0,345 \times 10^6}{287 \times 310,815} \right) \times 0,907 \times 12 \times 0,5 \times \left(\frac{1500}{60} \right) \times 1 = 1,009$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 1,009 + 0,184 \times \frac{633}{3600} = 1,041$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_t = \psi_t \times P_k = 0,725 \times 0,35 = 0,254$$

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_t}{P_b} \right)^{\frac{n_t-1}{n_t}} = 1067 \times \left(\frac{0,254}{1,075} \right)^{\frac{1,271-1}{1,271}} = 784,447$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0] + (0,79 \times \alpha \times L_0) =$$

$$= \left(\frac{0,87}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + [0,21 \times (2,075 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 2,075 \times 0,495) = 1,059$$

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів, кДж/кг*К

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \times M_s \times 189} + \frac{H}{2 \times M_s \times 461,6} + \frac{0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0}{M_s \times 259,8} + \frac{0,79 \times \alpha \times L_0}{M_s \times 296,8}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{0,87}{12 \times 1,059 \times 189} + \frac{0,126}{2 \times 1,059 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (2,075 - 1) \times 0,495}{1,059 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 2,075 \times 0,495}{1,059 \times 296,8}} = 287,361$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,791 + 0,003 \times 784,447) + 8,314}{19,791 + 0,003 \times 784,447} = 1,374$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\Pi_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \times R_t \times T_t \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_t}{P_0} \right)^{\frac{k_t-1}{k_t}}} \right] \times \eta_{t,m} \times \eta_{t,ad} \times G_t}{G \times R \times T_0 \times \left(\frac{k_a}{k_a - 1} \right) \times \frac{1}{\eta_{k,ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} =$$

$$= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,374}{1,374-1} \right) \times 287,361 \times 784,447 \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,254}{0,101} \right)^{\frac{1,374-1}{1,374}}} \times 0,98 \times 0,95 \times 1,041 \right]}{1,009 \times 287 \times 293 \times \left(\frac{1,4}{1,4-1} \right) \times \frac{1}{0,7}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 3,458$$

Порівняння заданого та отриманого тиску наддуву

$$P_{kd} = P_k \times P_0 = 3,458 \times 0,101 = 0,3503$$

Точність розрахунку прийнятна та не перевищує 0,5%.

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,3503 - 0,35}{0,3503} = 0,096\%$$

Аналіз ефективності використання термоелектричних генераторів

У процесі роботи суднових двигунів внутрішнього згоряння утворюються відпрацьовані гази, які характеризуються значним тепловим потенціалом. Значна частина цієї енергії в традиційних енергетичних установках не використовується та відводиться в навколишнє середовище разом із випускними газами. У зв'язку з цим актуальним є розроблення технічних рішень, спрямованих на утилізацію теплоти відпрацьованих газів з метою підвищення загальної енергетичної ефективності суднової енергетичної установки.

Одним із перспективних напрямів утилізації вторинних енергетичних ресурсів є перетворення теплової енергії відпрацьованих газів безпосередньо в електричну. Для цього може бути використано термоелектричний генератор, який забезпечує генерацію електричної енергії за рахунок температурного

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

градієнта між гарячим потоком випускних газів та охолоджуваною поверхнею. Отримана електроенергія може використовуватись для живлення суднових споживачів, підзарядки акумуляторних батарей або зменшення навантаження на допоміжні дизель-генератори.

Принцип дії такого генератора ґрунтується на використанні термоелектричних матеріалів, здатних перетворювати теплову енергію в електричну внаслідок виникнення електрорушійної сили при наявності різниці температур між двома сторонами елемента. Термоелектричні перетворювачі формуються з напівпровідникових елементів р- та n-типу, які електрично з'єднані між собою за допомогою струмопровідних перемичок та ізольовані від зовнішніх конструктивних елементів теплостійкими діелектричними матеріалами. За наявності температурного перепаду між гарячою стороною, що контактує з відпрацьованими газами, та холодною стороною, з'єднаною з охолоджувальним контуром, у напівпровідниках виникає електричний струм.

Конструктивно розроблюваний пристрій передбачає встановлення термоелектричного генератора у тракті випуску відпрацьованих газів судового двигуна. Генератор має вхідний та вихідний патрубки для проходження газового потоку, між якими розташована теплообмінна ділянка. У межах цієї ділянки розміщено один або декілька теплообмінних модулів, до складу яких входять термоелектричні елементи та система охолодження. Термоелектричні елементи жорстко з'єднані з охолоджувальним пристроєм, що забезпечує стабільний тепловий контакт та механічну надійність конструкції в умовах вібрацій і знакоперемінних навантажень, характерних для суднових енергетичних установок.

Особливу увагу в розробці приділено забезпеченню працездатності генератора в умовах нестаціонарних режимів роботи двигуна, що супроводжуються коливаннями температури та витрати відпрацьованих газів. Це дозволяє використовувати запропоновану систему як на головних, так і на допоміжних суднових дизелях, незалежно від режиму їх експлуатації.

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Реалізація такого технічного рішення сприяє підвищенню паливної економічності судна, зменшенню втрат енергії та загальному покращенню енергетичного балансу суднової установки.

У процесі проектування термоелектричного генератора для суднового двигуна важливу роль відіграє організація руху потоку відпрацьованих газів перед теплообмінною зоною. З метою підвищення інтенсивності теплообміну доцільно передбачити зміну напрямку руху газового потоку між вхідним патрубком випускної системи та теплообмінною ділянкою генератора. Таке конструктивне рішення дозволяє більш ефективно використати теплову енергію відпрацьованих газів за рахунок збільшення площі їх контакту з теплообмінними поверхнями.

Термоелектричний генератор інтегрується у випускний тракт суднового двигуна та може бути виконаний як складова частина випускного трубопроводу. Конструкція допускає використання як одного, так і декількох вхідних або вихідних патрубків залежно від компонування суднової енергетичної установки. Основним функціональним елементом генератора є теплообмінна ділянка, у межах якої відпрацьовані гази передають свою теплоту теплообмінним модулям з термоелектричними елементами.

Для інтенсифікації теплообміну потік відпрацьованих газів перед входом у теплообмінну ділянку доцільно відхиляти від основного осьового напрямку та розподіляти на декілька часткових потоків. У результаті гази спрямовуються під кутом або поперечно до початкового напрямку руху, що забезпечує їх рівномірний розподіл по периметру теплообмінної зони. При цьому утворюються окремі газові потоки, які можуть рухатися в різних, а в окремих зонах — навіть у зустрічних напрямках. Така організація руху сприяє виникненню турбулентності та багаторазовому перемішуванню потоків у межах теплообмінної ділянки.

Розподіл відпрацьованих газів здійснюється за допомогою системи проходів або каналів малого перерізу. Канали формуються таким чином, щоб

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

їх загальна кількість суттєво перевищувала кількість традиційних газоходів і становила, як правило, не менше 50–100 одиниць. При цьому кожен канал має значно менший гідравлічний переріз порівняно з вхідним патрубком, що забезпечує істотне збільшення сумарної площі теплообмінної поверхні, утвореної стінками каналів. Канали можуть бути повністю відокремлені між собою суцільними перегородками, хоча в окремих конструктивних виконаннях допускається їх часткове сполучення через отвори або сполучні канали для покращення вирівнювання температурного поля.

Поблизу каналів відпрацьованих газів розміщуються теплообмінні модулі, що включають термоелектричні елементи та систему охолодження. Стінки каналів при цьому знаходяться в безпосередньому теплопровідному контакті з теплообмінними модулями, що забезпечує ефективну передачу теплоти від газів до термоелектричних перетворювачів. Термоелектричні елементи доцільно розташовувати вздовж каналів, при цьому на кожен газовий прохід може припадати щонайменше один термоелектричний елемент по його довжині.

Система охолодження розміщується з боку термоелектричних елементів, протилежного до каналів відпрацьованих газів, і забезпечує відведення теплоти від їх холодної сторони. Термоелектричні елементи жорстко закріплюються на охолоджувальному пристрої, що гарантує стабільний тепловий контакт і механічну надійність вузла в умовах вібрацій та змінних навантажень, характерних для суднової експлуатації. Закріплення може здійснюватися шляхом зварювання, паяння, клеєвого з'єднання, болтового або затискного кріплення, що унеможливорює відносне переміщення елементів під час роботи генератора.

Одним із раціональних варіантів компоновки термоелектричного генератора для суднового двигуна є розміщення вхідного та вихідного патрубків випускної системи співвісно один навпроти одного, при цьому теплообмінні модулі розташовуються радіально відносно осі газоходу. Така

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

схема дозволяє інтегрувати генератор безпосередньо в прямолінійну ділянку випускного трубопроводу без суттєвої зміни його загальної геометрії.

За цієї компоновки теплообмінні модулі орієнтовані перпендикулярно до основного напрямку руху відпрацьованих газів. Для реалізації процесу відбору теплоти газовий потік перед теплообмінною зоною відхиляється в радіальному напрямку, після чого, пройшовши теплообмінну ділянку, знову спрямовується вздовж осі випускного трубопроводу для виходу через вихідний патрубок. Таке багаторазове відхилення потоку забезпечує, з одного боку, компактність конструкції генератора, а з іншого — підвищення рівня турбулентності газів, що сприяє інтенсифікації теплообміну між відпрацьованими газами та стінками каналів теплообмінної зони. У результаті досягається більш ефективна передача теплоти до термоелектричних елементів.

Доцільним є виконання теплообмінних модулів і системи охолодження у вигляді пластинчастих елементів, на поверхні яких розміщуються термоелектричні перетворювачі. При накладанні двох або більше пластин одна на одну між ними утворюються охолоджувальні канали, через які циркулює охолоджувальне середовище, наприклад вода або водогліколева суміш суднового контуру охолодження. Така конструкція характеризується високою механічною міцністю та експлуатаційною надійністю, що особливо важливо для суднових умов, де виключається ризик витоків охолоджувальної рідини.

Пластинчасті елементи одночасно виконують функцію основи для кріплення термоелектричних елементів. Термоелектричні перетворювачі доцільно розташовувати на тій поверхні пластини, яка звернена до каналів руху відпрацьованих газів, при цьому сама поверхня пластини виконує роль стінки газового каналу. Пластинчасті елементи можуть виготовлятися у вигляді окремих модулів, що значно спрощує монтаж генератора та дозволяє формувати теплообмінні вузли необхідної конфігурації. Модульний принцип

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

побудови забезпечує зниження собівартості виготовлення та полегшує адаптацію конструкції до різних типів суднових двигунів.

Особливо ефективним є варіант виконання пластинчастого елемента з внутрішніми охолоджувальними каналами та розміщенням термоелектричних елементів з обох боків, звернених до суміжних газових проходів. Охолоджувальні канали можуть формуватися шляхом фрезерування, свердління або іншими технологічними методами. При цьому перевага надається використанню матеріалів з високою теплопровідністю, що забезпечує мінімальні теплові втрати та ефективне передавання теплоти від відпрацьованих газів до термоелектричних елементів. Конструкція пластин також дозволяє надійно розміщувати та захищати електричні провідники, які підводять струм від термоелектричних перетворювачів.

Альтернативним рішенням є використання пластинчастих елементів, виготовлених з тонкої металевої фольги, на якій закріплюються термоелектричні елементи та яка покривається захисним шаром. За необхідності фольга може мати профільовану поверхню, завдяки чому при складанні декількох листів у пакет між ними утворюються канали, призначені для проходження охолоджувальної рідини. Такі фольгові елементи характеризуються малою термічною інерцією та незначною масою, що позитивно впливає на швидкість реакції генератора на зміну режимів роботи суднового двигуна.

Захисний шар, нанесений на фольговий елемент, забезпечує механічний та корозійний захист термоелектричних перетворювачів і унеможливорює їх безпосередній контакт з відпрацьованими газами. Контакт газів відбувається з поверхнею захисного шару, який може бути виконаний як у вигляді покриття, так і у вигляді окремого конструктивного елемента, наприклад додаткового шару фольги.

Канали для проходження відпрацьованих газів можуть формуватися не лише шляхом пакетування пластинчастих елементів, але й за допомогою

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

профільованих листів фольги. При цьому листи укладаються один на один таким чином, що утворюються газові канали, які не обов'язково безпосередньо прилягають до термоелектричних елементів, що розширює можливості компоновки теплообмінної частини генератора.

На рис. 3.1 наведено загальну схему розробленого пристрою 1 для вироблення електричної енергії за рахунок утилізації теплоти відпрацьованих газів суднового двигуна внутрішнього згоряння 2. Пристрій інтегрований у випускний тракт двигуна та виконаний у вигляді компактного термоелектричного генератора 3 з радіальною організацією теплообмінної зони.

У нижній частині генератора сформовано кільцевий газохід, який виконує функцію вхідного патрубка 4 для відпрацьованих газів. Через вхідний патрубок 4 весь потік відпрацьованих газів надходить у генератор 3 та рухається в основному напрямку потоку 24, що відповідає осьовому напрямку випускного трубопроводу.

На початковій ділянці генератора потік газів проходить через каталізаторну секцію 17, виконану, наприклад, у вигляді сотового елемента з каталітично активним покриттям. Після цього відпрацьовані гази надходять у теплообмінну ділянку 6, де за рахунок напрямних елементів 18, розташованих у зоні вхідного патрубка 4, напрямок руху потоку змінюється приблизно на 90° і спрямовується радіально всередину генератора.

У результаті відбувається поділ потоку 8 на велику кількість окремих газових проходів 9, розташованих по зовнішній радіальній поверхні теплообмінної ділянки. Далі відпрацьовані гази рухаються у радіальному напрямку 26 до центральної частини генератора, де розміщено вихідний патрубок 5, відкритий у верхній частині. Після проходження теплообмінної зони гази знову змінюють напрямок руху та виходять уздовж центральної осі 25 у вихідному напрямку.

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

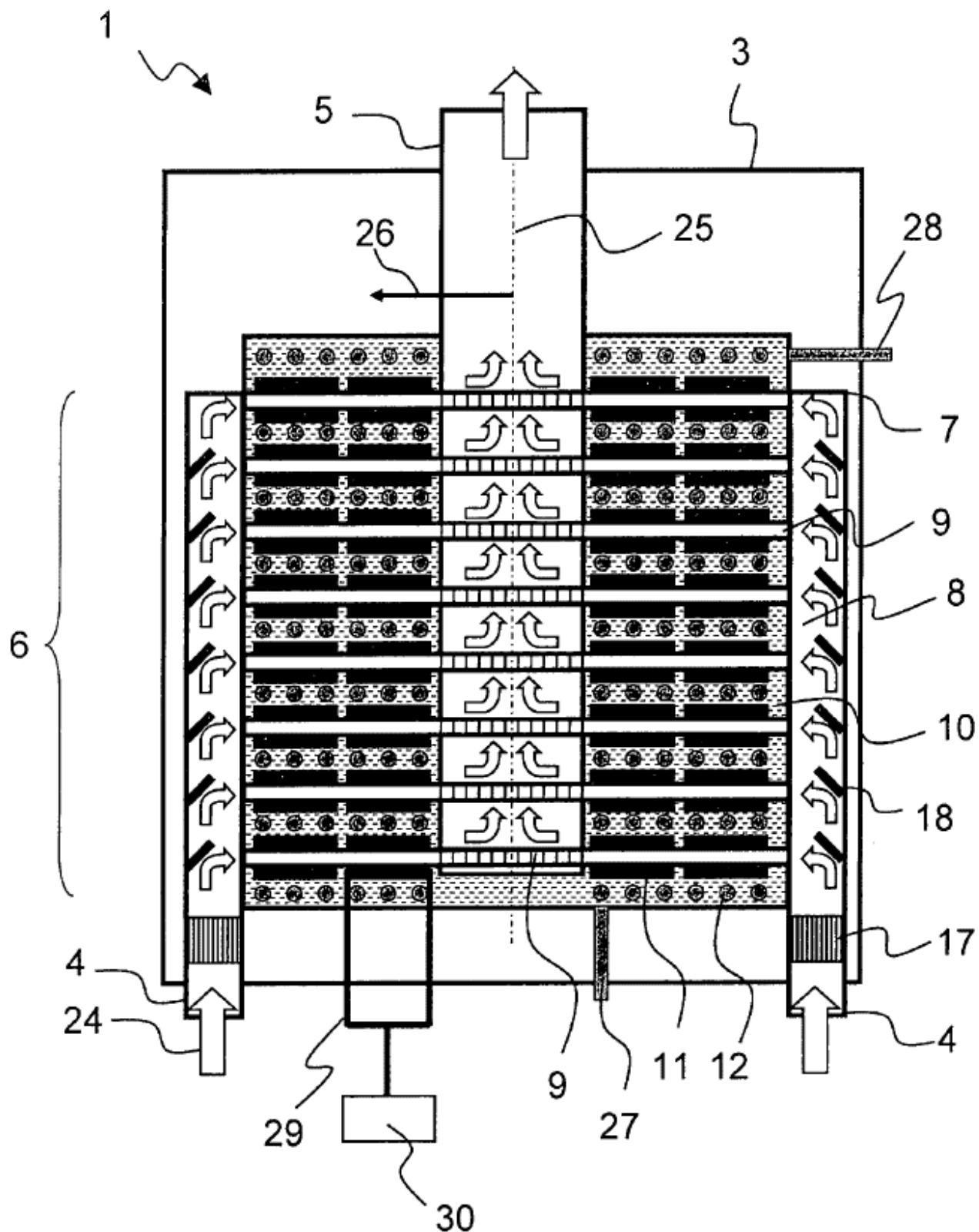


Рисунок 3.1 – Термоелектричний генератор

Навколо центральної осі 25 та вихідного патрубка 5 у радіальному напрямку 26 розміщено декілька теплообмінних агрегатів 10. Кожен

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

KPM.142.6221мз.25.04.00.ПЗ

Аркуш

46

теплообмінний агрегат 10 охоплює центральне охолоджувальне пристрійство 12, через яке циркулює рідкий охолоджувач. Для кожного агрегата можуть бути передбачені окремі підвід 27 та відвід 28 охолоджувальної рідини.

Між газовими проходами 9 та охолоджувальним пристроєм 12 розташовані термоелектричні елементи 11, які можуть бути встановлені послідовно вздовж напрямку руху газів. Під дією різниці температур між гарячими газами та охолоджувальною системою в термоелектричних елементах 11 виникає електрорушійна сила, і вироблена електрична енергія через електропроводку 29 передається до акумуляторної батареї 30 або до суднової електромережі.

На рисунку 3.2 показано схематичну будову теплообмінного агрегата 10, який розташовується між двома газовими проходами 9, через які рухається потік гарячих відпрацьованих газів. Така симетрична компоновка забезпечує рівномірне теплове навантаження теплообмінного агрегата 10 з обох боків.

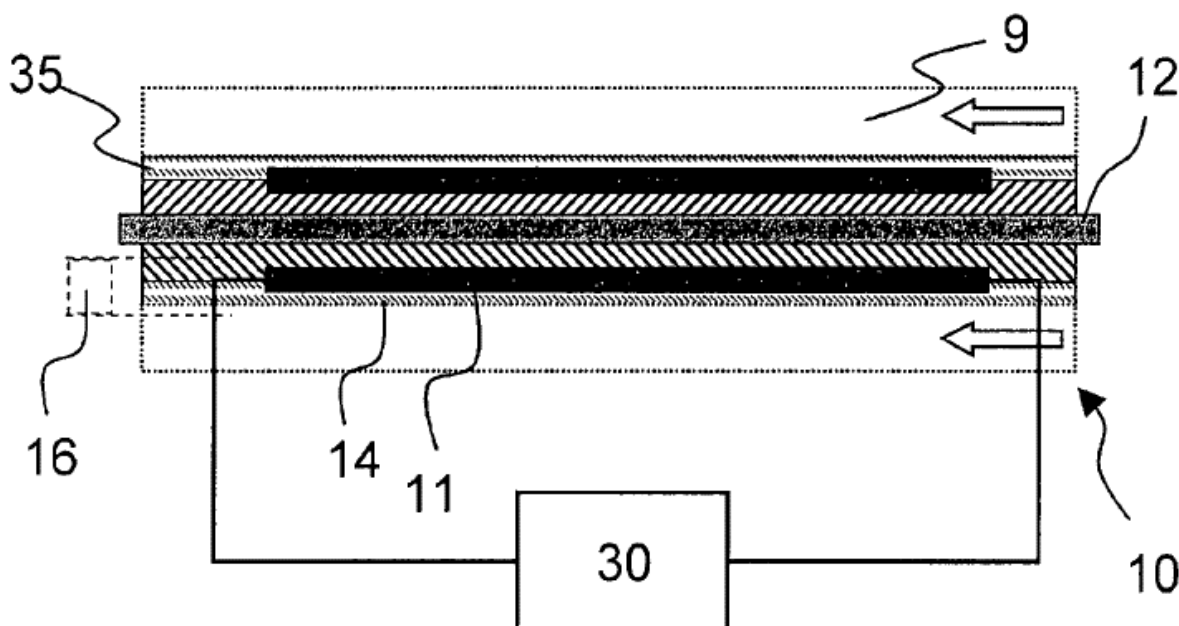


Рисунок 3.2 – Схематична будова теплообмінного агрегата

У центральній частині агрегата 10 розміщене внутрішнє охолоджувальне пристрійство 12, між яким і кожним із сусідніх газових

проходів 9 встановлено термоелектричний елемент 11. Термоелектричні елементи 11 жорстко закріплені на охолоджувальному пристрої 12 за допомогою теплопровідного з'єднувального шару, що забезпечує ефективний тепловий контакт та механічну надійність вузла.

На схемі у верхній частині рисунка умовно показано зміну температури відпрацьованих газів 36 уздовж довжини 37 газового проходу 9. У напрямку руху газів їх температура зменшується внаслідок передачі теплоти теплообмінним поверхням, тоді як з протилежного боку термоелектричних елементів 11 температура значно нижча через інтенсивне охолодження. Сформований температурний перепад зумовлює прояв ефекту Зеебека, внаслідок чого в термоелектричних елементах 11 генерується електричний струм, який відводиться до акумулятора 30.

Для запобігання безпосередньому контакту термоелектричних елементів 11 з агресивним середовищем відпрацьованих газів передбачено захисний шар 35, який одночасно виконує функції механічного та корозійного захисту.

У випадку різниці коефіцієнтів теплового розширення матеріалів газових проходів 9, теплообмінного агрегата 10 та охолоджувального пристрою 12 застосовуються компенсаційні елементи 16. Вони забезпечують компенсацію температурних деформацій і запобігають порушенню теплового контакту між стінками проходів 9 та термоелектричними елементами 11.

На рисунку 3.3 показано профільований фольговий елемент 15, який використовується для формування стінок газових проходів 9 та/або каналів охолоджувального пристрою 12. Фольга 15 має профільну структуру 38 з чергуванням виступів і заглиблень, унаслідок чого при складанні декількох листів у пакет між ними утворюються канали, орієнтовані в радіальному напрямку 26. За необхідності такі канали можуть мати спіральну форму.

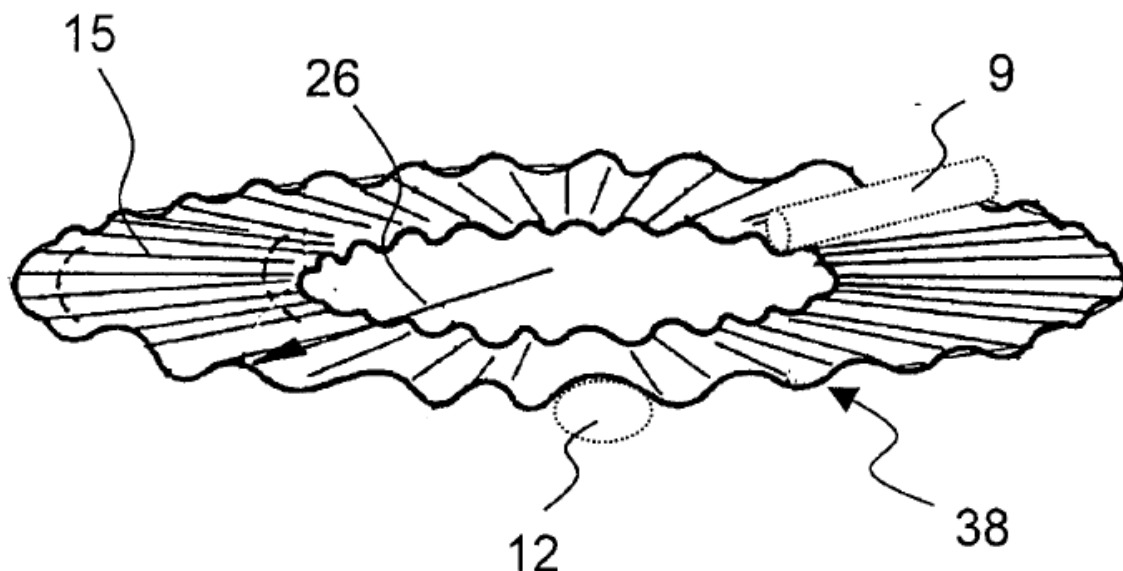


Рисунок 3.3 – Профільований фольговий елемент

На рисунку 3.4 наведено поелементну схему одного з можливих виконань теплообмінного агрегата 10. Агрегат має верхню поверхню 14, на якій розміщено систему термоелектричних елементів 11, орієнтованих радіально відповідно до напрямку газових проходів 9. У центральній частині агрегата розташовано пластинчастий елемент 13, усередині якого сформовано охолоджувальне пристрійство 12. Охолоджувач надходить у канали пластинчастого елемента 13, рухається в окружному напрямку та після відбору теплоти відводиться з агрегата. На протилежній нижній поверхні 14 теплообмінного агрегата 10 також розміщені термоелектричні елементи 11, що дозволяє ефективно використовувати теплоту відпрацьованих газів з обох боків модуля.

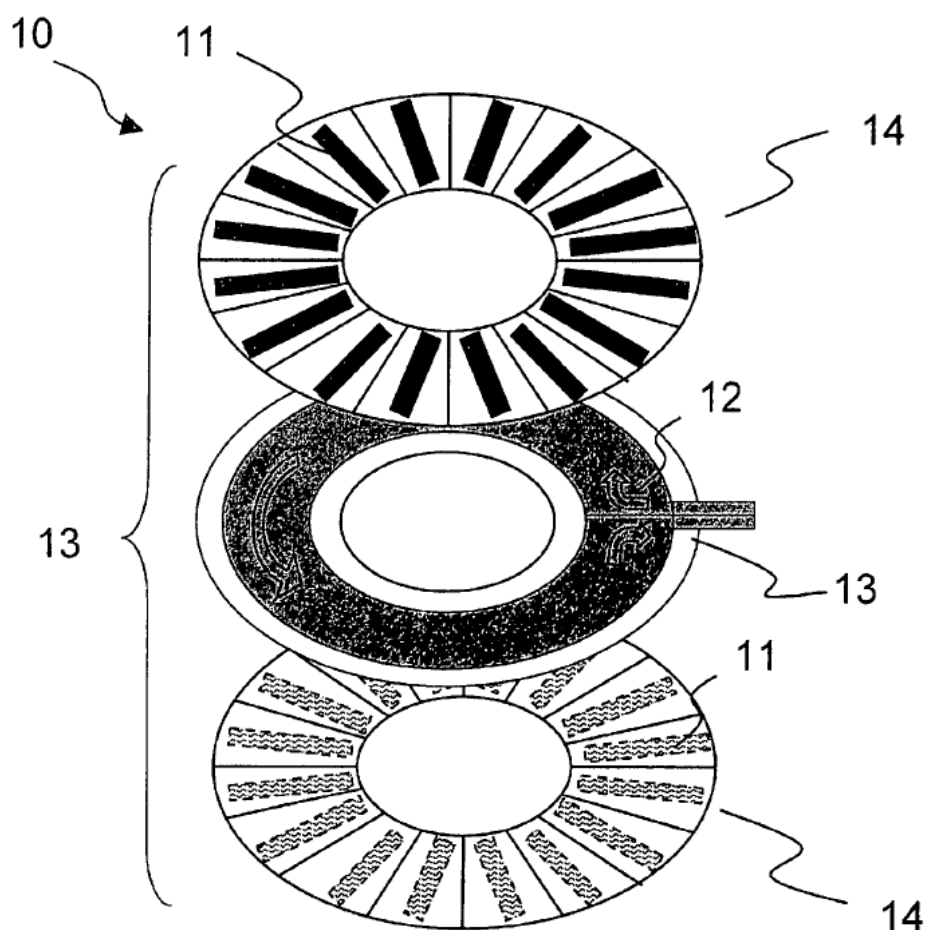


Рисунок 3.4 – Поелементна схема

Згідно дослідних даних при використанні термоелектричного генератора подібного типу [8] питома ефективна витрата палива зменшується на 2% (в нашому випадку на 4 г/(кВт×год) – з 184 до 180 г/(кВт×год)).

РОЗДІЛ 4

ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ

Мета дослідження полягає в аналітичному обґрунтуванні економічної доцільності використання термоелектричного генератора.

У таблиці 4.1 приведені техніко-економічні показники двигуна 12ЧН 12,8/14,2 (MAN D2842).

Таблиця 4.1 – Техніко-економічні показники двигуна

Найменування	Позначення	Розмірність	Базовий двигун	Спроектований двигун
Потужність	N_e	кВт	633	633
Частота обертання	n	хв^{-1}	1500	1500
Діаметр циліндра, м	D	м	0,128	0,128
Хід поршня, м	S	м	0,142	0,142
Питома витрата палива	g_{ep}	кг/кВт·год	0,184	0,18
Механічний ккд	η_m	-	0,9	0,9
Питома витрата масла	g_m	кг/кВт·год	0,0022	0,0022
Ціна двигуна	C	грн	2000000	2300000
Ціна палива	C_{π}	грн/кг	60	60
Ціна масла	C_m	грн/кг	50	50
Час роботи за рік	t	год	2000	2000
Число контрольних ремонтів	η	-	1	1
Сумарний коефіцієнт по капітальних ремонтах	$\varepsilon_{\min}$	-	1,1	1,1
Коефіцієнт частини вартості роботи	b	-	0,05	0,05

Коефіцієнт використання потужності	K_{Π}	-	0,85	0,85
Коефіцієнт частини вартості капітального ремонту	$K_{к.р.}$	-	0,3	0,3
Ресурс двигуна до першого перебирання	$t_{пер}$	год	30000	30000
Ресурс двигуна до капітального ремонту	$t_{к.р.}$	год	100000	100000
Нормативний коефіцієнт порівняння економічної ефективності	E	-	0,15	0,15

Оцінювання економічної ефективності здійснюється відповідно до вимог методичних рекомендацій.

Зазначений підхід використовується для вирішення таких завдань:

1. Техніко-економічне обґрунтування вибору оптимальних варіантів виготовлення та впровадження нових технічних рішень.
2. Відображення показників економічності та ефективності у встановлених нормах і нормативних документах.
3. Розрахунок фактичного рівня ефективності застосування нової техніки в умовах експлуатації.

Розрахунок економічної ефективності

1) Річна продуктивність

$$N = K_{\Pi} \cdot N_e \cdot t, \text{ кВт*г за рік}$$

2) Термін служби

$$T = \frac{t_{к.р.}}{t}, \text{ рік}$$

3) Річні поточні витрати на паливо

$$Z_n = N \cdot \Pi_n \cdot g_e, \text{ грн}$$

4) Річні поточні витрати на масло

$$З_m = g_m \cdot N \cdot Ц_m \cdot 10^{-3}, \text{ грн}$$

5) Річні витрати на поточний ремонт

$$З_{н.р} = \frac{b \cdot t \cdot Ц}{t_{пер}}, \text{ грн}$$

6) Річні поточні витрати на капітальний ремонт

$$З_{к.р} = \frac{K_{к.р} \cdot t \cdot Ц}{t_{к.р} \cdot \varepsilon_{\min}}, \text{ грн}$$

7) Річний економічний ефект у споживача

$$U_I = \underline{З_n + З_m + З_{к.р} + З_{н.р}}, \text{ грн}$$

8) Річний економічний ефект у споживача від використання модернізованого двигуна.

$$E_k = \left[Ц_\delta \cdot \frac{N_\epsilon}{N_\delta} \cdot \left(\frac{\frac{1}{T_\delta} + E_\delta}{\frac{1}{T_\epsilon} + E_\epsilon} \right) + \frac{U_1^{1\delta} - U_1^\epsilon}{\frac{1}{T_\epsilon} + E_\epsilon} \right] - Ц_\epsilon, \text{ грн}$$

$$\text{де } U_1^{1\delta} = \frac{N_\epsilon}{N_\delta} \cdot U_1^\delta$$

9) Час окупності модернізованого двигуна

$$T_{\text{окуп}} = \frac{\Delta K}{\Delta S}, \text{ років}$$

де ΔK – додаткові одноразові витрати на модернізацію двигуна,

ΔS – річна економія при експлуатації модернізованого двигуна

$$\Delta S = З_n^\delta - З_n^\epsilon + З_m^\delta - З_m^\epsilon + З_{н.р}^\delta - З_{н.р}^\epsilon + З_{к.р}^\delta - З_{к.р}^\epsilon, \text{ грн}$$

Результати розрахунку економічної ефективності представлені в табл. 4.2.

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 4.2 – Результати розрахунку економічної ефективності

Найменування	Позначення	Розмірність	Базовий двигун	Спроектований двигун
Річна продуктивність	N	кВт·год/рік	1076100,0	1076100,0
Термін служби	T	рік	15,0	15,0
Річні поточні витрати на паливо	$З_{\text{п}}$	грн	11880144,0	11621880,0
Річні поточні витрати на масло	$З_{\text{м}}$	грн	118371,0	118371,0
Річні витрати на поточний ремонт	$З_{\text{п.р}}$	грн	6666,7	7666,7
Річні витрати на капітальний ремонт	$З_{\text{к.р}}$	грн	10909,1	12545,5
Річний економічний ефект у споживача	U_1	грн	12016090,8	11760463,1
	U_1^{16}	грн	12016090,8	-
Річний економічний ефект у споживача від використання спроектованого двигуна	$E_{\text{к}}$	грн	879819,9	
Додаткові одноразові витрати на модернізацію двигуна	ΔK	грн	300000,0	
Річна економія при експлуатації модернізованого двигуна	ΔS	грн	255627,6	
Час окупності модернізованого двигуна	$T_{\text{окуп}}$	рік	1,17	
		місяць	14,08	

Річний економічний ефект модернізованого двигуна в порівнянні з базовим двигуном за рахунок використання термоелектричних генераторів у розмірі 879819,9 грн. Заміна базового двигуна окупиться приблизно за 14 місяців.

РОЗДІЛ 5

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИМОГ ОХОРОНИ ПРАЦІ

Загальна характеристика систем утилізації теплової енергії та актуальність питань охорони праці

Системи утилізації теплової енергії відпрацьованих газів суднових двигунів (котли-утилізатори, паротурбінні та парогазові установки, ORC-системи, турбокомпаундувальні та термоелектричні установки) є невід’ємною складовою сучасних суднових енергетичних установок. Їх застосування спрямоване на підвищення енергоефективності судна, зменшення питомої витрати палива та виконання екологічних вимог.

Водночас такі системи характеризуються наявністю підвищених температур, тисків, електричних напруг, токсичних газів і складних автоматизованих контурів керування. Це зумовлює підвищений рівень професійного ризику для суднового персоналу та вимагає комплексного підходу до забезпечення охорони праці на всіх етапах життєвого циклу обладнання: експлуатації, технічного обслуговування та ремонту.

Нормативно-правова база забезпечення охорони праці

Законодавство України

Забезпечення охорони праці на суднах, що експлуатуються під прапором України або перебувають у юрисдикції українських підприємств, здійснюється відповідно до:

Закону України «Про охорону праці» – визначає основні принципи державної політики у сфері безпеки праці, права та обов’язки роботодавців і працівників;

Кодексу законів про працю України (КЗпП) – регламентує умови праці та відповідальність сторін;

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						55
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Закону України «Про транспорт» – встановлює загальні вимоги до безпеки експлуатації транспортних засобів;

Закону України «Про морські порти України» – у частині безпеки виробничої діяльності.

Державні стандарти та нормативи

Під час проєктування, експлуатації та ремонту систем утилізації теплоти застосовуються:

ДСТУ EN ISO 12100 – безпечність машин, загальні принципи проєктування;

ДСТУ EN 60204-1 – електрообладнання машин;

ДСТУ ISO 45001 – системи управління охороною праці;

ДСТУ EN 12952 / 12953 – котли водотрубні та жаротрубні;

ДСТУ EN ISO 11621 – суднові випускні системи.

Міжнародні морські конвенції та кодекси

У сфері судноплавства обов’язковими є вимоги:

SOLAS (International Convention for the Safety of Life at Sea) – безпека життя на морі (глава II-1 – конструктивна безпека, глава II-2 – пожежна безпека);

MARPOL Annex VI – запобігання забрудненню повітря з суден;

IMO ISM Code – Міжнародний кодекс управління безпечною експлуатацією суден;

ILO Maritime Labour Convention (MLC 2006) – охорона праці та умови роботи моряків.

Небезпечні та шкідливі виробничі фактори

При роботі систем утилізації теплової енергії на персонал впливають:

- високі температури (до 400–600 °C) поверхонь випускного тракту та теплообмінників;

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						56
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- надлишковий тиск пари або органічних робочих тіл;
- токсичні компоненти відпрацьованих газів (CO, NO_x, SO_x);
- шум понад допустимі норми (80–100 дБ);
- вібрації та пульсації газового потоку;
- електрична небезпека (генератори, перетворювачі, автоматика);
- пожежо- та вибухонебезпечні ситуації;
- фізичні навантаження під час ремонту та демонтажу.

Вимоги охорони праці при експлуатації систем утилізації теплоти

Експлуатація дозволяється лише за умови:

- наявності справних систем контролю температури, тиску та витрати;
- теплоізоляції всіх гарячих поверхонь;
- функціонування аварійного захисту та сигналізації;
- дотримання інструкцій з експлуатації виробника.

Персонал зобов'язаний застосовувати засоби індивідуального захисту: термостійкий спецодяг, захисні окуляри, рукавиці, каски, засоби захисту органів слуху.

Вимоги охорони праці при технічному обслуговуванні

Перед виконанням ТО необхідно:

- зупинити двигун або перевести систему в безпечний режим;
- знизити тиск і температуру до допустимих значень;
- відключити електроживлення;
- провести провітрювання машинного відділення.

Обслуговування здійснюється лише навченим персоналом відповідно до ISM Code та внутрішніх процедур суднової компанії.

					KPM.142.6221мз.25.04.00.ПЗ	Аркуш
						57
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Вимоги охорони праці при ремонті

Ремонтні роботи виконуються за нарядом-допуском. Обов'язкові умови:

- повна ізоляція системи від джерел енергії;
- контроль відсутності тиску та токсичних газів;
- застосування сертифікованих підіймальних механізмів;
- дотримання правил пожежної безпеки (SOLAS II-2).

Електробезпека

Електрообладнання систем утилізації теплоти повинно:

- відповідати вимогам IEC / EN;
- мати заземлення та захисне відключення;
- обслуговуватися персоналом із відповідною групою допуску.

Пожежна та вибухова безпека

Забезпечується шляхом:

- застосування негорючих теплоізоляційних матеріалів;
- автоматичних систем пожежогасіння;
- постійного контролю температури поверхонь;
- виконання вимог SOLAS і MARPOL.

Екологічна безпека та охорона навколишнього середовища

Системи утилізації теплоти сприяють зниженню викидів CO₂ та NO_x, однак їх експлуатація повинна відповідати MARPOL Annex VI. Особлива увага приділяється недопущенню витоків робочих тіл ORC-систем і утилізації відходів.

Підготовка та навчання персоналу

Екіпаж повинен проходити:

					<i>KPM.142.6221мз.25.04.00.ПЗ</i>	Аркуш
						58
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- первинний і періодичний інструктаж з охорони праці;
- навчання відповідно до STCW;
- тренування з аварійних ситуацій.

Висновки до розділу

Комплексне дотримання вимог охорони праці при експлуатації, обслуговуванні та ремонті систем утилізації теплової енергії відпрацьованих газів суднових двигунів є ключовою умовою безпечної, надійної та ефективної роботи суднових енергетичних установок. Інтеграція національних нормативів України з міжнародними вимогами IMO, SOLAS та MARPOL забезпечує високий рівень безпеки праці, зменшення професійних ризиків і сприяє сталому розвитку морського транспорту.

					<i>КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ</i>	Аркуш
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі розглянуто актуальну науково-технічну задачу підвищення енергоефективності суднової енергетичної установки шляхом утилізації теплової енергії відпрацьованих газів допоміжного дизельного двигуна. Проведений аналіз показав, що значна частка енергії палива в традиційних суднових дизелях втрачається з відпрацьованими газами, що створює передумови для впровадження сучасних систем утилізації вторинних енергетичних ресурсів.

У першому розділі роботи проаналізовано конструктивні та експлуатаційні особливості судна BALTICBORG і допоміжного двигуна 12ЧН 12,8/14,2, що дозволило визначити умови його роботи та потенціал для впровадження систем утилізації теплоти. Показано, що параметри випускних газів цього двигуна є придатними для використання різних технічних рішень з відбору теплової енергії без негативного впливу на робочий процес двигуна.

У другому розділі виконано огляд і порівняльний аналіз сучасних напрямків утилізації теплової енергії відпрацьованих газів суднових двигунів, зокрема котлів-утилізаторів, паротурбінних і парогазових установок, органічного циклу Ренкіна, систем турбокомпаундування та комплексних інтегрованих схем. У результаті встановлено, що більшість традиційних систем характеризуються високою ефективністю, але водночас мають значні масо-габаритні показники, складність конструкції та підвищені вимоги до обслуговування, що обмежує їх застосування на допоміжних суднових двигунах середньої потужності.

Особливу увагу в роботі приділено термоелектричним системам утилізації теплоти як інноваційному напрямку розвитку суднової енергетики. Показано, що термоелектричні генератори забезпечують пряме перетворення теплової енергії в електричну без використання рухомих частин, що зумовлює їх високу надійність, низькі експлуатаційні витрати та можливість роботи в

					КРМ.142.6221мз.25.04.00.ІІЗ	Аркуш
						60
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

широкому діапазоні режимів навантаження. Це є суттєвою перевагою в умовах змінних режимів роботи суднових допоміжних двигунів.

У третьому розділі виконано аналіз ефективності використання термоелектричних генераторів у складі двигуна 12ЧН 12,8/14,2. Розглянуто принцип дії, конструктивні рішення та варіанти інтеграції термоелектричного генератора у випускний тракт двигуна. Обґрунтовано доцільність організації багатоканального руху відпрацьованих газів і застосування модульної пластинчастої конструкції теплообмінної частини, що забезпечує інтенсифікацію теплообміну та стабільну роботу системи в суднових умовах.

Економічне обґрунтування, наведене в роботі, підтвердило доцільність впровадження термоелектричних генераторів як додаткового джерела електричної енергії. Отримана електроенергія може бути використана для живлення суднових споживачів і систем автоматизації, що дозволяє зменшити навантаження на допоміжні дизель-генератори та скоротити витрату палива.

У п'ятому розділі розглянуто питання забезпечення вимог охорони праці під час експлуатації, обслуговування та ремонту систем утилізації теплоти. Запропоновані заходи спрямовані на зниження впливу небезпечних і шкідливих факторів, пов'язаних із високими температурами, електричним струмом та роботою в машинному відділенні судна, що підвищує рівень безпеки обслуговуючого персоналу.

					<i>KPM.142.6221мз.25.04.00.ПЗ</i>	Аркуш
						61
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Significant Small Ships of 2004. The Royal Institution of Naval Architects, 2004. pp. 19–20.
2. MAN Diesel Engines. D2842, 2011. 100 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. Latache 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. ДСТУ 7239:2011 Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.

					<i>КРМ.142.6221мз.25.04.00.ПЗ</i>	Аркуш
						62
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		