

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

Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«__» _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Підвищення ефективності експлуатації енергетичної установки судна «НВ ТАВАQUI» шляхом утилізації вторинного тепла головного двигуна 6RT-Flex50

Виконав:
студент групи 61-ТЕМмаг-22
_____ ***Трегубчак А.В.***
(підпис)

Керівник роботи:
д-р техн. наук, проф.
(посада, науковий ступень, вчене звання)
_____ ***Ткач М.Р.***
(підпис)

Первомайськ - 2023 р.

Анотація

Представлений дипломний проект містить у собі 78 сторінок, 47 рисунків, 6 таблиць. При підготовці проекту було використано 12 джерел інформації.

У проекті розроблений комплекс заходів щодо покращення паливної економічності суднової енергетичної установки з головним двигуном Wartsila 6RT-Flex50 шляхом використання теплоти відпрацьованих газів у водо паровій тепло утилізаційній установці.

Ключові слова: двигун внутрішнього згорання, утилізація, відпрацьовані гази, паливна економічність

Abstract

The diploma project includes 78 pages, 47 drawings, 6 tables. At design preparation it has been used 12 information source.

The project developed a set of measures to improve the fuel efficiency of the ship power plant from main engine Wartsila 6RT-Flex50 by using the heat of exhaust gases in Waste Heat Recovery Systems

Keywords: internal combustion engine, utilization, exhaust gas, fuel economy

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ	6
1.1 Опис судна	6
1.1 Призначення і конструктивний тип судна.....	6
1.2 Склад енергетичної установки.....	7
1.3 Опис конструкції головного двигуна.....	7
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТА ОЦІНКА УТИЛІЗАЦІЙНОГО ПОТЕНЦІАЛУ ДВИГУНА	24
2.1 Утилізаційний потенціал суднових двигунів	24
2.4 Розрахунок енергетичних параметрів головного двигуна.....	25
2.3 Використання енергії вихлопних газів в силових газових турбінах	37
РОЗДІЛ 3. МОДЕРНІЗАЦІЯ СУДНОВОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ШЛЯХОМ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ.....	39
3.1 Концепція та варіанти схем водопарових теплоутилізуючих установок..	39
3.1.3 Головний двигун та система управління ВТУ	45
3.3 Монтажні аспекти водопарових теплоутилізаційних установок	48
3.3.1 Теплоутилізаційна установка з силової турбіною РТГ	48
3.3.2 Паротурбінна теплоутилізаційна установка.....	49
3.3.3 Комплексна водопарова теплоутилізаційна установка.....	51
3.4 Особливості роботи головного двигуна та ВТУ у складі судової енергетичної установки	54
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	61
4.1 Нормативно-правова та законодавча база охорони праці на суднах.....	61
4.2 Небезпечні фактори	64
4.3 Заходи безпеки під час технічного обслуговування та ремонту головного двигуна	74
ВИСНОВОК.....	76

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ								
Вим..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
Розроб.		Трегубчак А.В.			Підвищення ефективності експлуатації енергетичної установки судна «НВ ТАВАQU» шляхом утилізації вторинного тепла головного двигуна 6RT-Flex50				Лист.	Лист	Листов		
Перевір.		Ткач М.Р.									3	78	
Н. Контр.		Ткач М.Р.											
Затв		Нестеренко В.В.							61ТЕМмаг-22				

ВСТУП

Відповідаючи тенденції підвищення загальної ефективності судна з моменту першої нафтової кризи в 1973 році, енергетична ефективність головних двигунів зросла, і сьогодні їх ККД складає близько 50%. Таке підвищення ефективності, крім іншого, призвело до зниження питомої витрати палива, та зниження температури вихлопних газів після турбонагнітачів. Незважаючи на те, що енергоефективність в 50% для судових двигунів є відносно високою, основною метою судновласника є подальше зниження експлуатаційних витрат на судні, оскільки загальне споживання палива судна залишається основною статтею експлуатаційних витрат. Також підвищення енергоефективності призводить до скорочення викидів шкідливих речовин – питання, яке стає все актуальнішим з вводом правил IMO EEDI з 2013 року.

Основним джерелом теплоти вторинних енергоресурсів (ВЕР) головного двигуна (ГД) є теплота відпрацьованих газів, яка складає близько половини теплоти ВЕР, тобто приблизно 25% загальної енергії палива. У стандартній високоефективній комплектації двигуна температура вихлопних газів після турбонагнітача відносно низька і достатньо висока для виробництва необхідної пари для обігріву корабля за допомогою стандартного утилізаційного котла. Проте пере налаштування головного двигуна, для його сумісної роботи з утилізаційною установкою, збільшує можливості виробництва електроенергії з вихлопних газів поза головним двигуном. Результатом буде поліпшення загальної ефективності, але незначне зниження ефективності самого головного двигуна.

Для малообертового двигуна у поєднанні з утилізаційною установкою – загальна ефективність зросте приблизно до 55%. На сьогоднішній день доступні різні версії водопарових теплоутилізаційних установок. Залежно від ступеня складності, прийнятного для судновласника та суднобудівників, та фактичного споживання електричної енергії на борту, можна вибрати один із таких систем (за класифікацією фірми MAN Diesel & Turbo).

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

У майбутньому можуть бути передбачені спеціальні варіанти та комбінації вищезгаданих систем з виконанням систем екологічної очистки III рівня (ІМО Tier III).

Мета даного дипломного проекту – забезпечити суднову енергетичну установку додатковою потужністю, яка буде генерована зі вторинних енергоресурсів, що приведе до зменшення питомої витрати палива.

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ

1.1 Опис судна

1.1 Призначення і конструктивний тип судна

НВ Тамбакуї є спеціалізованим судном для перевезення руди, яке було побудовано для бразильського власника LOG-IN Logistica Intermodal, для перевезення глинозему в північній області Бразилії між портом Trombetas, розташованого на річці Trombetas, притоці річки Амазонки, і портом Vila do Conde. Судно побудовано на верфі Estaleiro Ilha S.A (EISA) наприкінці 2012 року [1].

Концепція базової конструкції судна була розроблена, беручи до уваги особливості експлуатації в зазначеній галузі і портах завантаження і розвантаження. НВ Тамбакуї оснащено двома нахиленими поздовжніми перегородками і п'ятьма поперечними гофрованими, які ділять вантажну область на шість відсіків і шість пар баластних бортових цистерн.

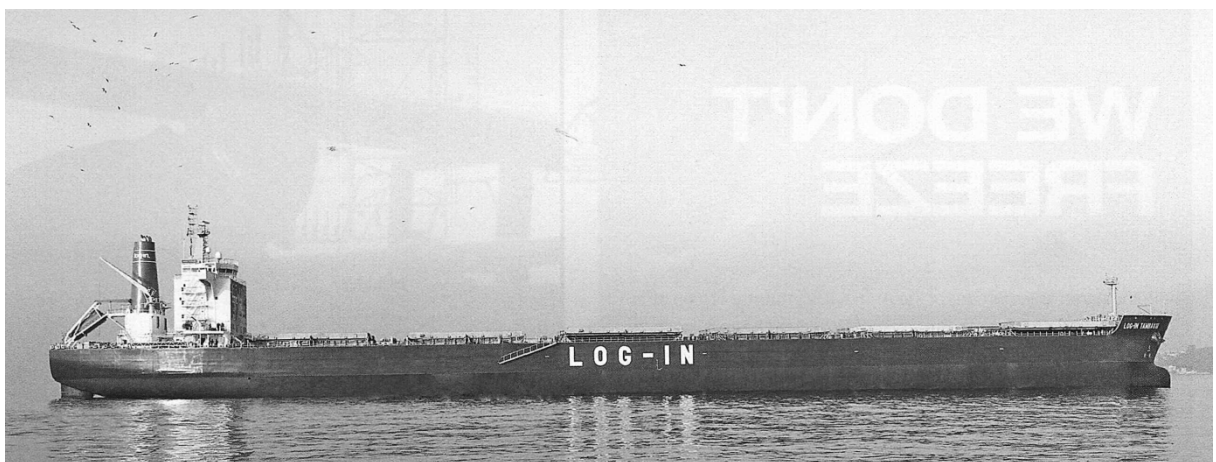


Рисунок 1.1 – Загальний вид судна НВ Тамбакуї

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		6

В якості головного використовується двотактний двигун, що працює на гвинт регульованого кроку, що забезпечує швидкість 14,0 вузлів. Для забезпечення гарної маневреності на річках і обмежених для маневрів басейнах, судно обладнане кормовим кермом і двома допоміжними підрулюючими пристроями.

Судно ходить під прапором Бразилії, номер ІМО 9555785, екіпаж 12 чоловік.

1.2 Склад енергетичної установки

В якості головного на судні встановлений двотактний реверсивний крейцкопфний дизельний двигун 6ДКРН 50/205 (Wartsila Switzerland Ltd. 6RT-flex 50-B) з діаметром циліндра 500 і ходом поршня 2050 мм [2].

Використовуваний двигун має потужність $N_e = 9960$ кВт при частоті обертання колінчатого валу $n_{кв} = 124$ хв⁻¹.

Суднова електроенергетична установка в складі:

- три допоміжних автоматизованих дизель-генератора Wartsila 520W4L20 потужністю 520 кВт кожний при 900 хв⁻¹.
- один паровий котел фірми Aalborg, продуктивністю 2900 кг/год при тиску 0,7 МПа.

1.3 Опис конструкції головного двигуна

Щоб задовольнити вимогам ринку суднобудування фірмою на основі базової моделі RTA були розроблені 6 модифікацій двигунів різної розмірності з діаметрами циліндрів від 48 до 96 см і оборотів від 67 до 127 хв⁻¹. При цьому, щоб при зменшенні обертів не знижувати циліндричну потужність, фірма вдавалася до збільшення ходу поршня - збільшення відносини S/D з 2,9 (RTA) до 3,45 (RTA M, i), 3,75 (RTA T) і 4,17 (RTA T з діаметрами 48 і 58 см.). Збільшення ходу поршня не тільки збільшувало

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		7

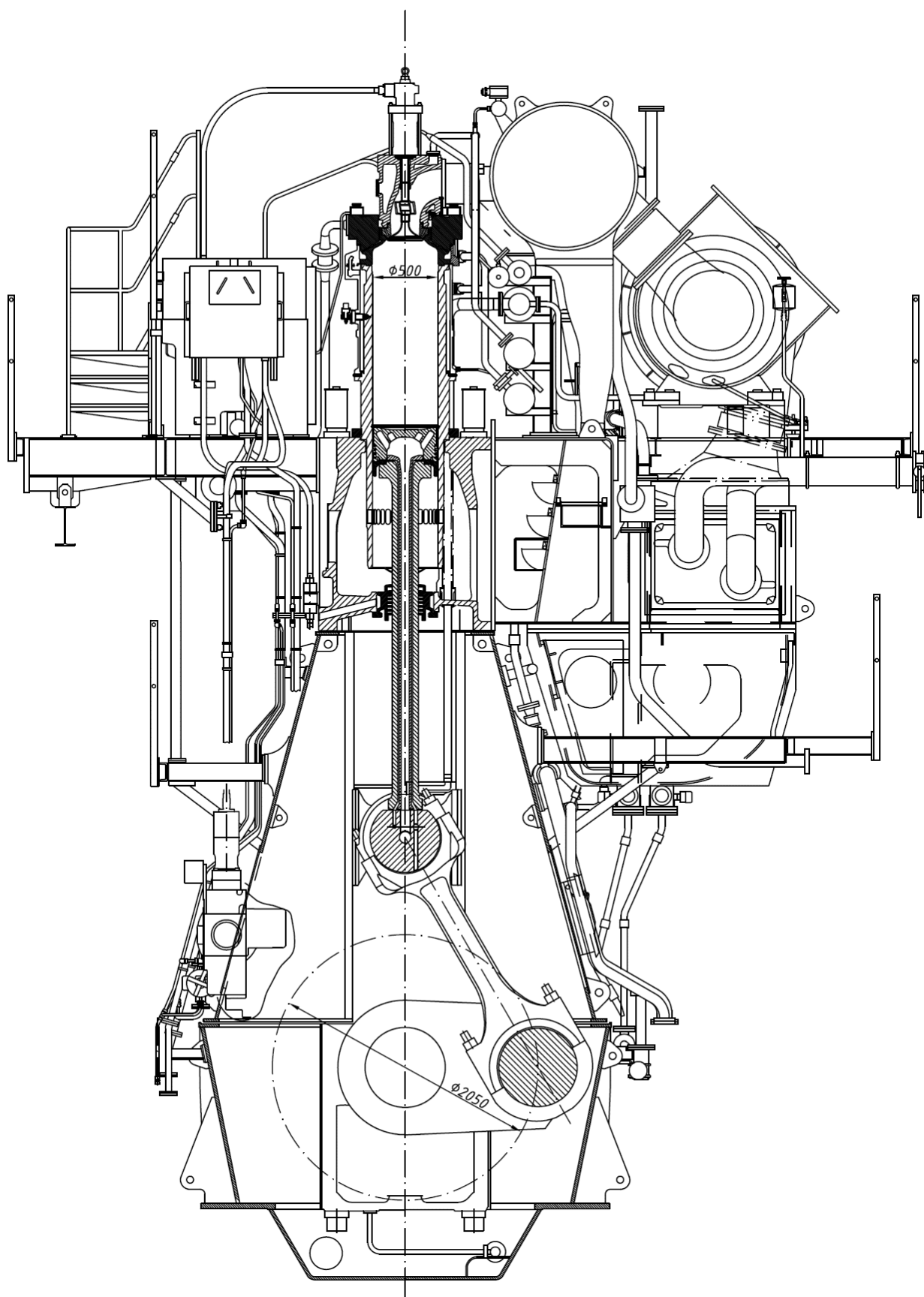


Рисунок 1.2 – Поперечний розріз двигуна

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ

Аркуш

8

робочий об'єм циліндра, але й сприятливо позначалося на сумішоутворенні в камері згоряння і, тим самим, сприяло зниженню витрати палива.

Остов двигуна складається з чавунної литої фундаментної рами гондольного типу, окремих, для кожного циліндра, зварних колон, з'єднаних між собою болтами та індивідуальних литих чавунних сорочок циліндрів, що з'єднуються болтами в жорсткий єдиний блок. Розтягуючі зусилля сприймаються анкерними зв'язками. Упорний підшипник сегментного типу інтегрований в фундаментну раму. Колінчастий вал включає елементи, що складаються з поковок: мотильова шийка і дві щоки, в які запресовуються рамні шийки. Вкладиші рамних підшипників залиті спеціальним металом. Крейцкопфні підшипники мають тонкостінні вкладиші, залиті білим металом. Їх змащення здійснюється під тиском, що забезпечує роботу підшипників в умовах гідростатичного тертя, при якому виключається контакт шийки металу та підшипника.

Сальники штоків поршня дозволяють істотно зменшити втрати циркуляційного масла (в середньому вони становлять 5...15 літрів/циліндр/ день залежно від розмірності двигуна, режимів роботи) і запобігти забрудненню циркуляційного масла відпрацьованим циліндровим, що стікає з під поршневого простору.

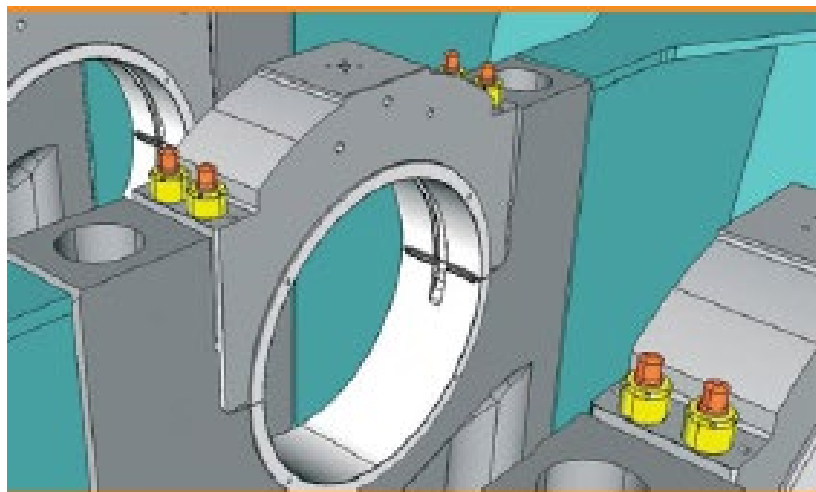


Рисунок 1.3 – Корінний підшипник

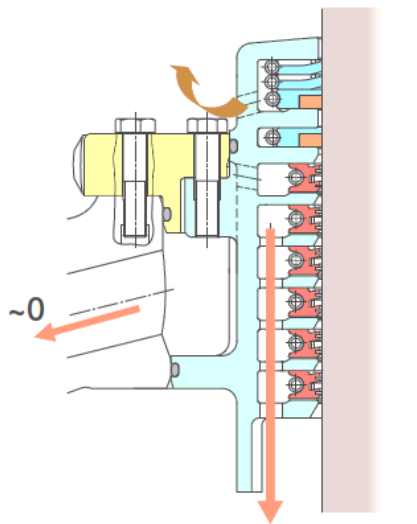


Рисунок 1.4 – Сальники штоку циліндру

Камера згоряння в сучасному високофорсованому двигуні є одним з найважливіших елементів двигуна, що визначають його надійність. Добре зарекомендував себе в попередніх моделях принцип охолодження за допомогою свердлінь в елементах, що утворюють камеру і сприймають основні теплові потоки, після низки удосконалень знайшов застосування і в двигунах ряду RTA. Підбір перерізів отворів, використання теплоізоляції на окремих ділянках дозволяють керувати їхнім температурами і термічними напруженнями, а також напруженнями від механічних навантажень.

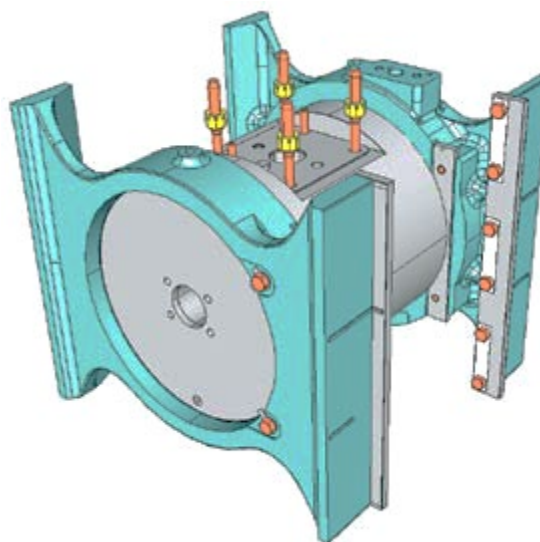


Рисунок 1.5 – Повзун

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		10

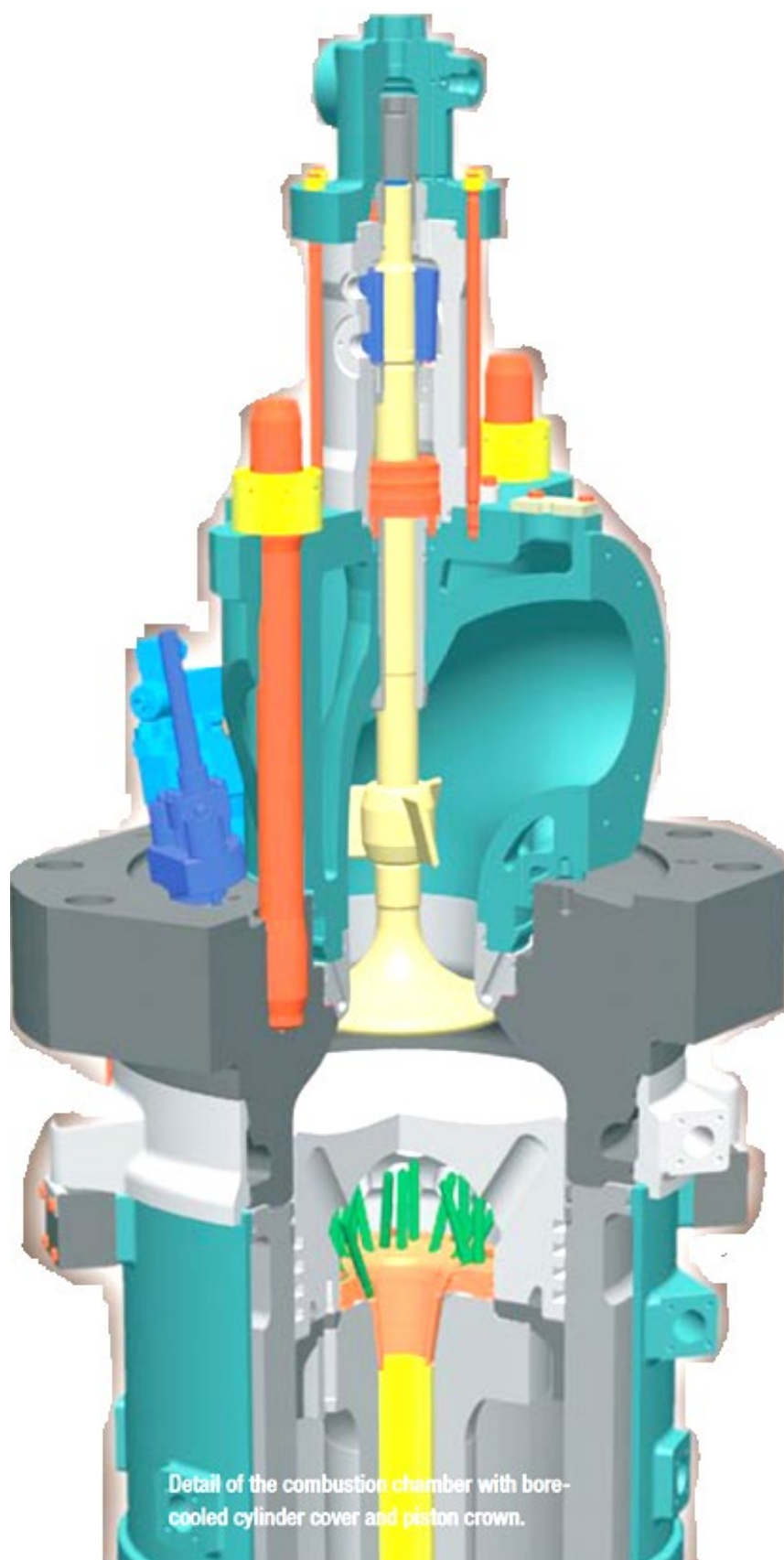


Рисунок 1.6 – Розріз циліндру двигуна

Сталева кришка кріпиться до блоку вісьмома еластичними шпильками. У центрі кришки розташовується вихлопний клапан, який розміщується в окремому корпусі, що виготовляється з жаростійкого сплаву Німонік 80А, що має антикорозійні властивості. Температури клапана в зоні ущільнювального конуса і сидла не перевищують 450 °С, що запобігає високотемпературній натрій-ванадієвій корозії. Встановлений на штоку клапана імPELLер, під дією потоків газу, обертає клапан, забезпечуючи рівномірність розподілу температур по його поверхні і чистоту поверхні. Відкриття клапана здійснюється гідравлічним актюатором. Замість спіральної пружини, яка під впливом вібрацій періодично ламалася, для повернення клапана в закрите положення використовується пневматична пружина. На відміну від сталевих пружин, що раніше застосовувалися, повітряна пружина разом з гідравлічним актюатором забезпечує м'яку посадку клапана в сидло, що істотно покращує стан посадкового пояса.

У двигунах RTA-T з метою поліпшення умов для згоряння палива і підвищення економічності при переході на навантаження менше 50% збільшується ступінь стиснення в циліндрах. Це досягається шляхом більш ранньої посадки вихлопного клапана і, відповідно, більш раннім початком стиснення повітря.

Циліндро - поршнева група

Період часу між мотоочистками в сучасних малообертових двигунах у значній мірі визначається станом робочої поверхні поршня і її впливом на знос поршневих кілець і втулок циліндрів. Тому фірма Зульцер розробила і впровадила в модельний ряд RTA пакет трибологічних заходів, що включають:

- дворівневу подачу масла на дзеркало циліндра;
- ретельну обробку робочої поверхні втулок з глибоким хонінгуванням по всій їх довжині;
- теплову ізоляцію втулок в середині ходу поршня а також установка ізольованих трубок в охолоджуючі свердління у верхній частині циліндрових втулок;
- попереднє профілювання всіх поршневих кілець;
- хромо-керамічне покриття верхніх кілець;

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		12

- обкатне покриття всіх інших кілець;
- установку анти-полірувального кільця у верхній частині втулок;
- збільшення товщини хромового покриття канавок поршневих кілець.

Ключовим елементом у цьому пакеті є глибоке хонінгування, що додає оптимальну мікроструктуру і ідеальний стан поверхні втулок для роботи поршневих кілець.

Антиполіровочне кільце на втулці перешкоджає відкладенню нагару на верхній поверхні головки поршня, що руйнує плівку масла на втулці і що сприяє поліруванню циліндра.

Особливо важливим є підтримання температури робочої поверхні втулки циліндра на рівні, що перевищує температуру конденсації пари води. В іншому випадку неминуха холодна (сірчиста) корозія, що призводить до інтенсивних зносів. Застосовувана ізоляція втулки в її середній частині і установка ізольованих трубок в свердління у фланці втулки дозволяють підвищити температури до рівня, при якому виключається конденсація. Боротьба з конденсацією води в циліндрах не виключає необхідності виділення вологи з надувочного повітря після повітроохолоджувача. Для цього за ним встановлюється вискоефективний сепаратор води лопаточного типу.

Застосована багаторівнева система змащення циліндрів акумуляторного типу надає можливість створити необхідну товщину масляної плівки і її оновлення на всьому протязі ходу поршня. Одночасно здійснюється автоматичне регулювання кількості подаваного масла в залежності від навантаження двигуна, що дає істотне зниження його витрати. Витрата циліндрового масла складає 1,4 г/(кВт×год).

Знос циліндрів в двигунах RTA лежить в межах 0,1 мм/1000 годин, поршневих кілець – менше 0,4 мм/1000 годину. Низький знос і висока надійність дозволяють експлуатувати двигуни RTA між мотоочистками протягом трьох років.

Головки поршнів двигунів RTA 48 і 50 охолоджуються маслом, що надходять в шток поршня, а з нього у, вставлені в головку, сопла, з яких струмені масла направляються в свердління в головці. Злив масла з головки здійснюється через вставлену в шток трубу.

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

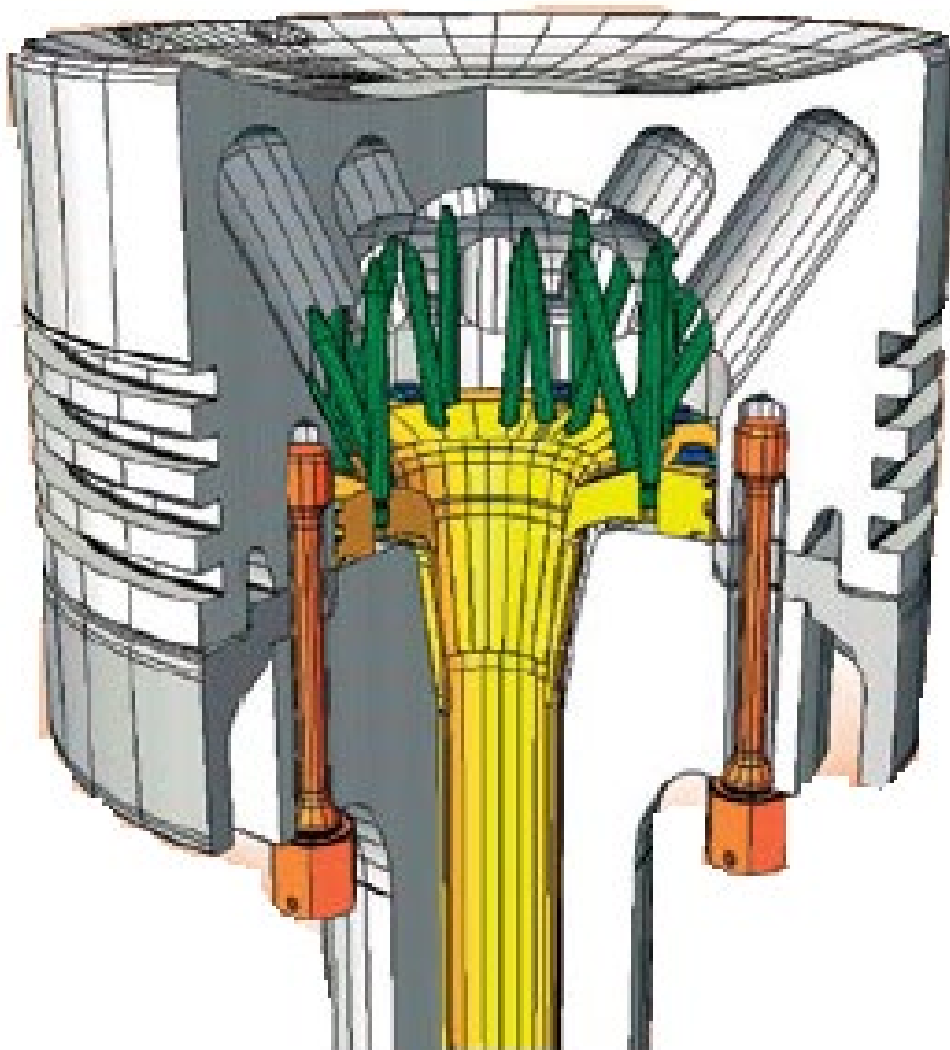


Рисунок 1.7 – Поршень

Особливу увагу було приділено надійності і ресурсу поршневих кілець, так перше (верхнє) кільце має зносостійке хромо-керамічне покриття і заздалегідь заданий профіль робочої поверхні, решта кілець також спрофільовані і забезпечені покриттям, що забезпечує відсутність задирів при обкатці.

Колінчастий вал складається з двох частин включає об'єднані шатунні шийки-щоки, ковані з твердих злитків і корені шийки, які садять в щоки. Кожен корінний підшипник утримується еластичними штифтами.



Рисунок 1.8 – Установка колінчастого валу

Турбонадув і система надувного повітря

Двигун RT-flex з прямоточно-клапанною продувкою забезпечений впускними вікнами в нижній частині циліндра і єдиним центральним випускним клапаном в кришці циліндра. Надувне повітря подається системою надуву з постійним тиском, одним або декількома турбонагнітачами, що приводяться в обертання випускними

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		15

газами. Для роботи на холостому ходу подача надувного повітря збільшується електрично-приводними вентиляторами часткового провітрювання.

Система складається з турбонагнітача, ресивера надувного повітря підвішеного типу з вбудованим перепускним клапаном, повітроохолоджувачів, вологовідокремлювачів і вентиляторів часткового провітрювання. Турбонагнітач встановлений на ресивері надувного повітря, також здійснюють підтримку випускного трубопроводу.

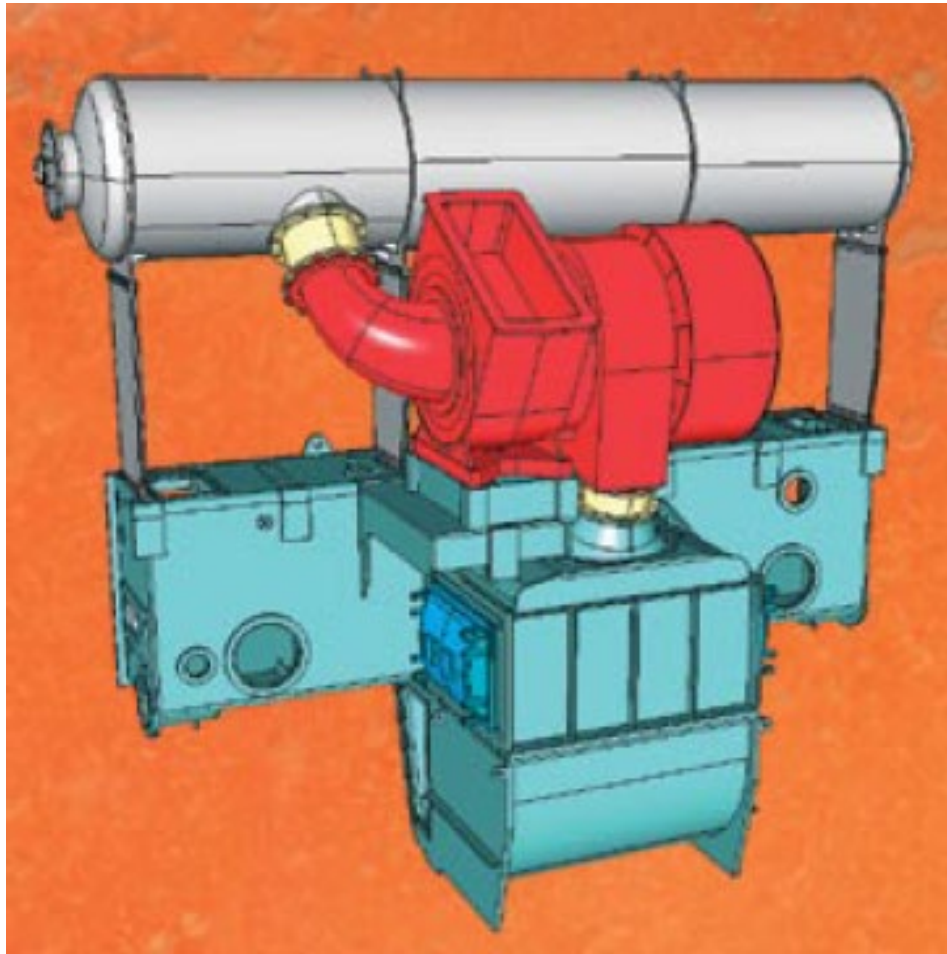


Рисунок 1.9 – Турбокомпрессор и система надува

Відразу після горизонтального повітряного охолоджувача надувне повітря різко змінює напрямок на 180° до циліндрів двигуна, через вертикальні вологовідокремлювачі. Високоєфективні вологовідокремлювачі складаються з рядних лопаток, які відхиляють повітряний потік і збирають воду. Щоб повністю видалити зібрану конденсовану воду використовується дренаж, це забезпечує ефективне відділення конденсованої води з потоку надувного повітря.

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		16

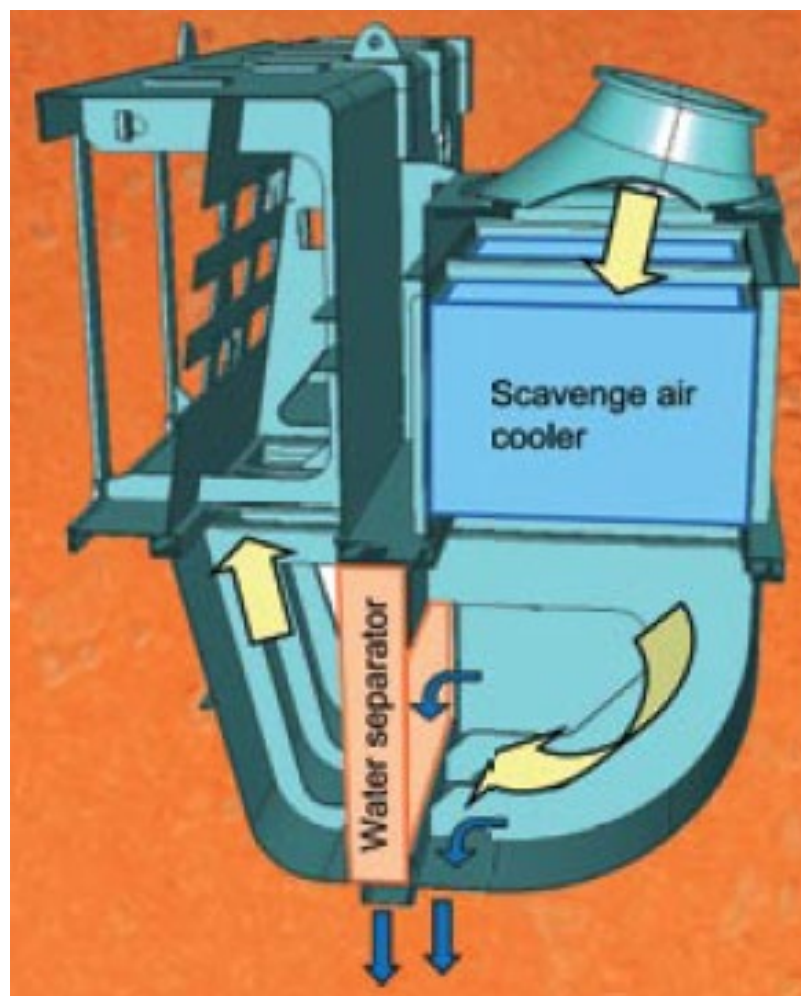


Рисунок 1.10 – Схема руху надувного повітря

Особливості системи *RTflex*

Бурхливий розвиток електроніки в останні десятиліття дозволив спочатку в двигунах малої розмірності, а потім і в суднових середньо- і малообертових дизелях впровадити мікропроцесорну техніку, на яку було покладено завдання контролю за роботою двигуна і дистанційного керування, а потім - управління процесами паливоподачі, газорозподілу, подачі мастила циліндрів і ін.

Перші двигуни з електронним управлінням робочим процесом були введені в експлуатацію фірмою «Зульцер» в 2001 році. У двигуні Зульцер з електронною системою управління, в його новій модифікації *RTflex*, замість розподільних валів з їх приводом, традиційних ПНВТ і гідроприводів вихлопних клапанів була застосована акумуляторна система уприскування палива і управління вихлопними

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		17

клапанами, що істотно спростило його конструкцію. У двигуні з електронним управлінням привід гідронасосів сервомеханізмів розміщений безпосередньо поруч з колінчастим валом. На рівні кришок циліндрів знаходяться акумулятори тиску масла і палива. Там же розташовуються сервоприводи паливних насосів високого тиску і вихлопних клапанів.

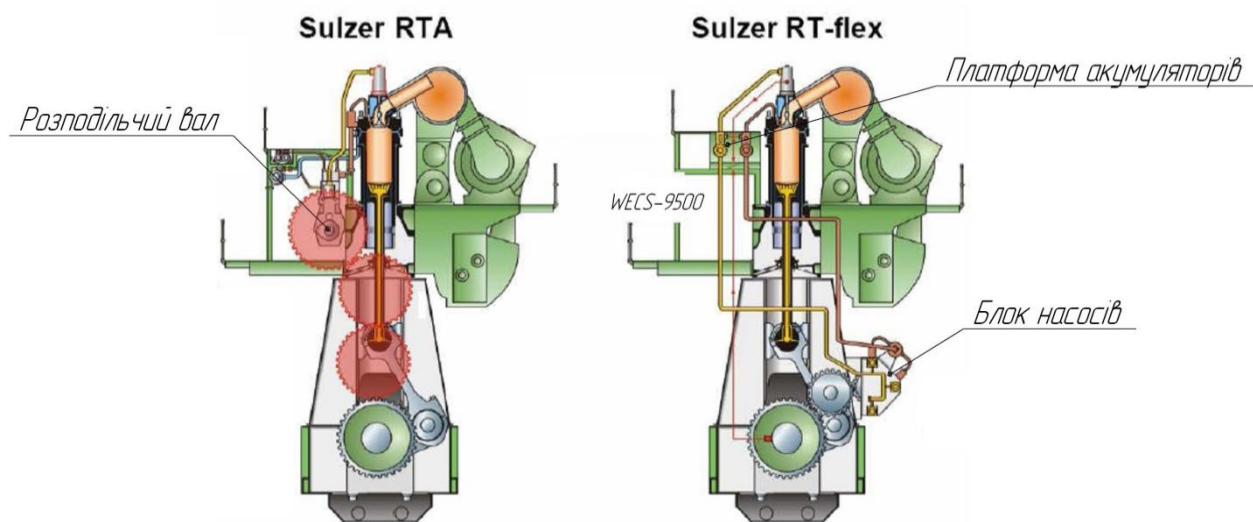


Рисунок 1.11 – Розташування основних механізмів

Завдання впровадження електронного управління полягало в подальшій оптимізації робочого процесу двигунів RTA, скороченні шкідливих викидів з вихлопними газами і зниженні питомої витрати палива. Електроніка дозволила підвищити гнучкість в управлінні кутом випередження уприскування палива, законом подачі палива і їх оптимізації на всьому діапазоні робочих режимів

Також було реалізовано управління фазами закриття вихлопного клапана (VEC - Variable Exhaust valve Closing). Більш раннє закриття клапана на режимах малих навантажень дозволило підвищити дійсну ступінь стиснення в циліндрах і, тим самим, створити кращі умови для згоряння палива і уникнути димлення.

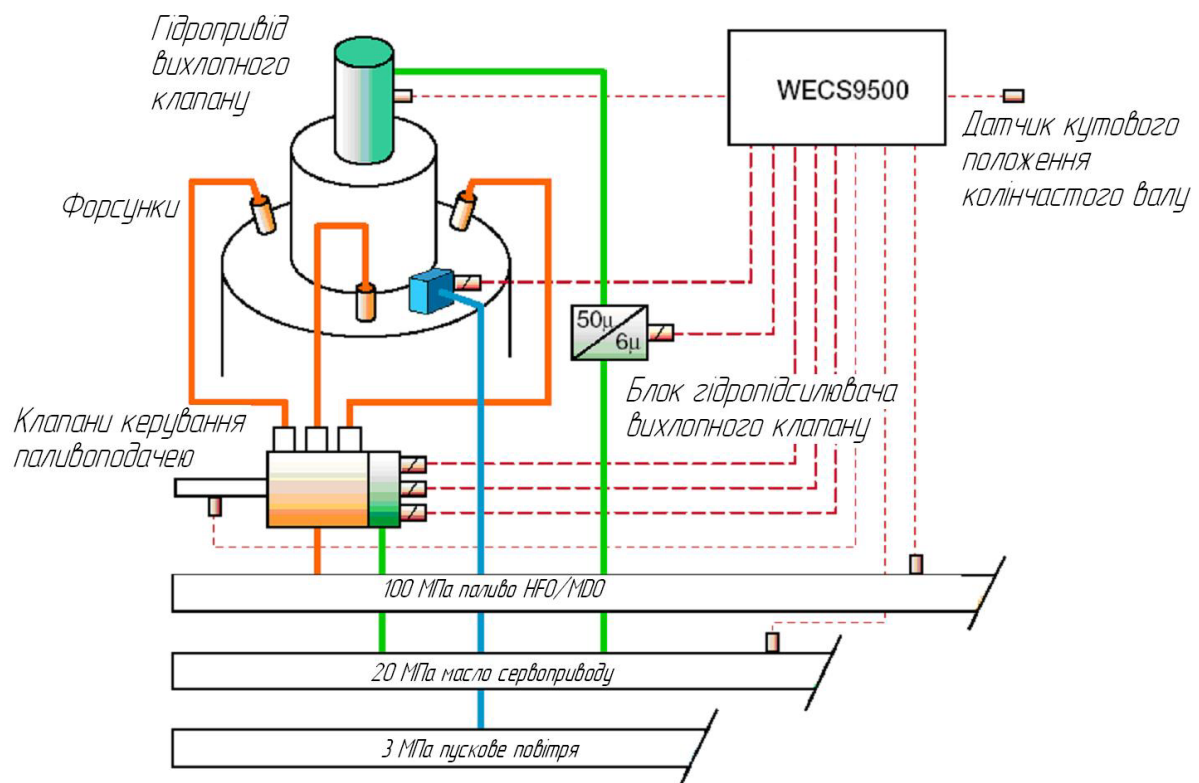


Рисунок 1.12 – Акумуляторні системи управління паливоподачею та вихлопним клапаном

Одним з найважливіших змін в двигуні стало впровадження акумуляторної системи паливоподачі, що складається з паливного насоса високого тиску, що створює тиск в 100 МПа, акумулятора палива та електронно-керованих клапанів, які розподіляють паливо по форсунках.

Акумулятор являє собою товстостінну трубу, що йде по всій довжині двигуна на рівні кришок циліндрів, в якій розміщується необхідний для вприскування обсяг палива, що знаходиться під тиском 100 МПа

Подача і стиснення палива до зазначеного тиску здійснюється в звичайних паливних насосах високого тиску, плунжери яких приводяться в дію кулачковим валом.

З акумулятора паливо надходить до стандартних форсунок, відкриття і закриття голок яких відбувається звичайним шляхом під тиском палива, що потрапляє до кожної з них від керуючого клапана. Останній встановлює момент

відкриття голки, кут випередження, кількість палива, що впорскується і форму кривої подачі палива (закон подачі).

Три форсунки в кожному циліндрі управляються незалежно одна від одної, програмуються на роботу кожна окремо в міру необхідності в унісон. Управління клапаном здійснюється за допомогою мікропроцесорної системи електронного управління WECS 9500, що має модульне виконання з окремим мікропроцесором для кожного циліндра. На цю ж систему покладено функції контролю за всім двигуном.

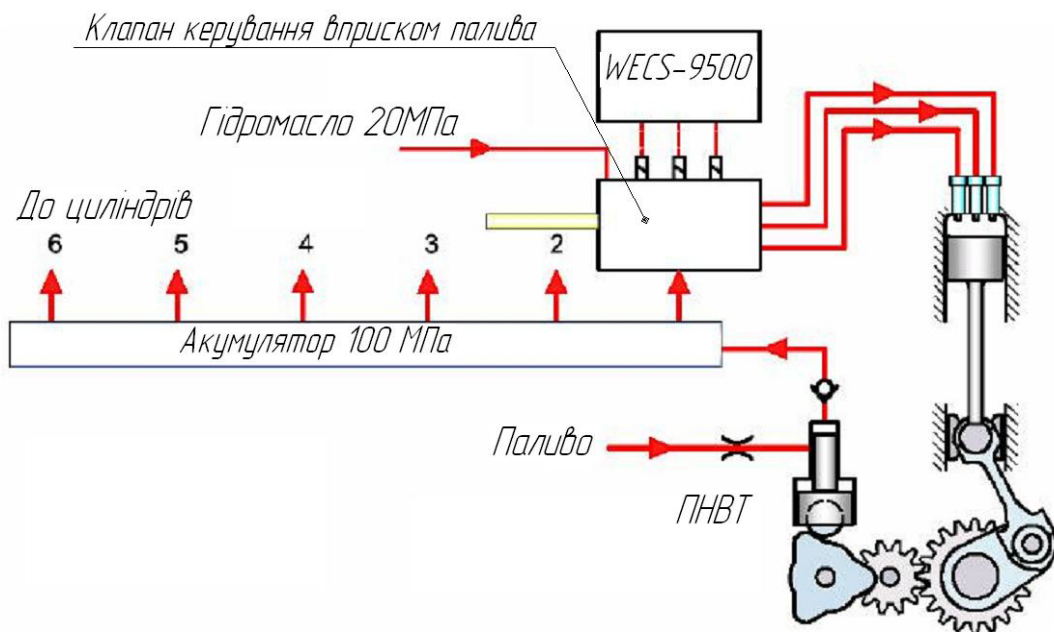


Рисунок 1.13 – Акумуляторна система паливоподачі

Ключовими рисами акумуляторної системи паливоподачі є:

- відмірювання величини об'ємної подачі палива з високою точністю, що забезпечує більш рівномірну роботу двигуна і низький рівень вібрацій, що викликаються невіднованими силами і моментами;
- можливість змінювати форму кривої подачі (закон подачі) і величину тиску уприскування;
- ідеально відповідає використанню важких палив з різними характеристиками;
- забезпечує стійку роботу на найменших оборотах;

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		20

- повне згоряння палива без видимих слідів диму на вихлопі.

Як вже зазначалося, електронна система включає також управління гідроприводом вихлопного клапана і системою пуску двигуна.

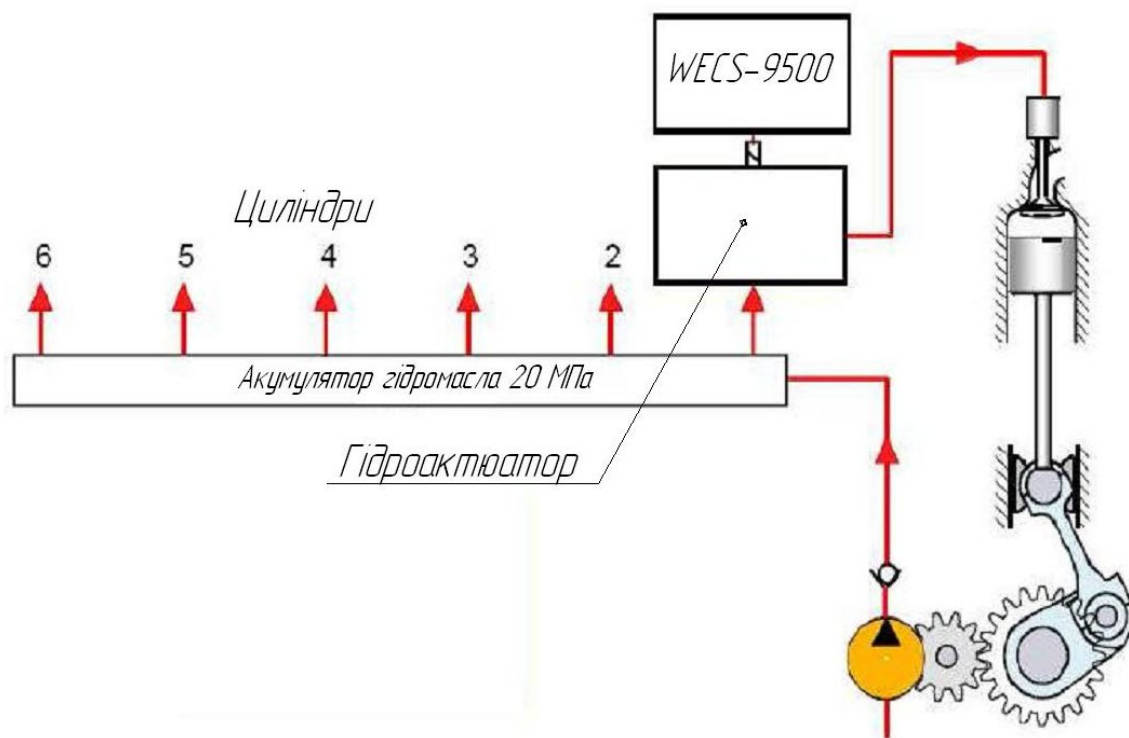


Рисунок 1.14 – Система керування вихлопним клапаном

Відкриття та закриття вихлопних клапанів здійснюється аналогічно тому, як це реалізовано в двигунах RTA, але гідроштовхач приводиться в дію гідромаслом, попередньо стиснутим до 20 МПа і знаходяться в акумуляторі. Стискається масло спеціальним насосом, розташованим в одному блоці з ПНВТ. Електронно керований блок гідропідсилювача клапана дозволяє для кожного клапана в широких межах змінювати фази його відкриття і закриття. Як уже зазначалося, фірма, з метою збільшення тиску стиснення в циліндрах, вдається до скорочення тривалості відкриття клапана. Завдяки цьому тиск в циліндрі на часткових навантаженнях істотно збільшується, і це позитивно відбивається на повноті згоряння палива.

Особливості установки двигуна на судні

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		21

Двигуни мають прості фундаменти розташування з невеликим числом болтів і бічних упорів. Ні кінцевих упорів або осьових скоб, так, як осьова трансмісія оснащена болтами і осьовими втулками, які застосовуються до номера затяжних болтів. Отвір у вершині блоку для осьових втулок може бути зроблено шляхом свердління або пропалювання. Після вирівнювання фундаментальної плити використовується фіксуючий матеріал - епоксидна смола, яку заливають навколо осьових втулок.

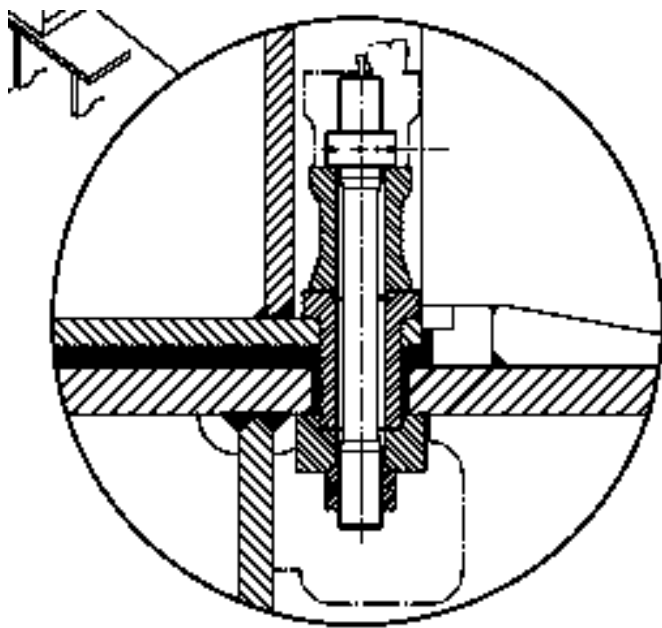


Рисунок 1.15 – Кріплення двигуна до фундаменту

Розташування допоміжного обладнання, такого як насоси, ємкості, баки, оптимізовано, щоб зменшити установку та експлуатаційні витрати. Число з'єднань труб двигуна погоджено з суднобудівним заводом і мінімізовано. Потреби в енергії двигуна для допоміжних потреб зводяться до мінімуму.

Стандартний електричний інтерфейс, що використовується для управління роботою двигуна, відомої як DENIS задовольняє всі вимоги для контролю, моніторингу, безпеки та аварійних функцій. Всі відповідності системи дистанційного керування і системи управління судна затверджено постачальниками.

Двигун оснащений вбудованим осьовим пристроєм налаштування резонансної системи на вільному кінці колінчастого валу.

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ТА ОЦІНКА УТИЛІЗАЦІЙНОГО ПОТЕНЦІАЛУ ДВИГУНА

2.1 Утилізаційний потенціал суднових двигунів

Більше 50 % теплової енергії, одержуваної при згорянні палива, сьогодні перетворюється на корисну роботу (рис 2.1), що забезпечує рух судна. Приблизно половина відпрацьованого тепла представляє додатковий ресурс енергії, яку теоретично можна використовувати на судні для виробництва пари та електроенергії, необхідних для обігріву та роботи допоміжного обладнання.

Найбільш ємною (25,5%) і привабливою залишається теплова енергія, вихлопних газів. Однак у зв'язку з удосконаленням робочого процесу двигунів і зменшенням питомої витрати палива температурний потенціал газів неухильно знижується і це створює певні труднощі в його використанні [3, 4].

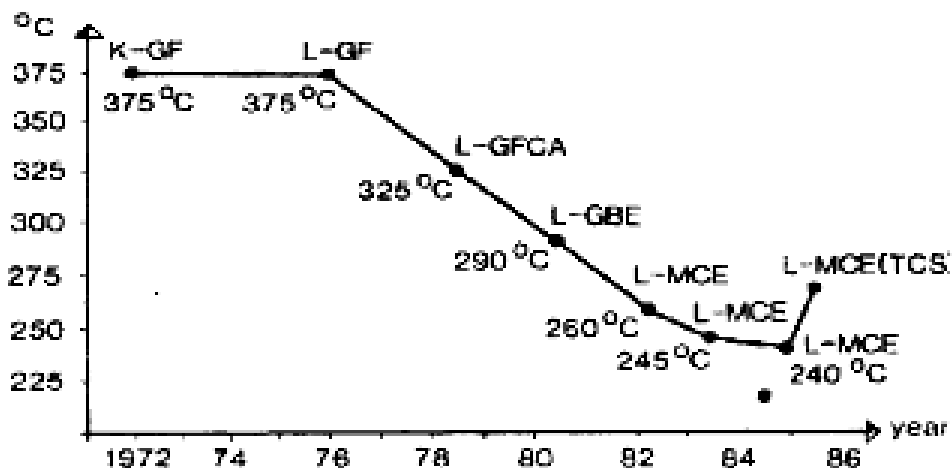


Рисунок 2.1 – Зміна температури вихлопних газів за ГТК

2.2 Розрахунок енергетичних параметрів головного двигуна

2.2.1 Метод Гриневецького – Мазінга

В даному дипломному проєкті буде розглядатися розрахунковий цикл, який базується на класичному методі теплового розрахунку, розробленого професором В. І. Гриневецьким в 1907 р. А після, радянські вчені Е. К. Мазінг, Н. Р. Брілінг, А. С. Орлін, Б. С. Стечкин розвинули цей метод стосовно до різних типів двигунів.

Метод теплового розрахунку заснований на загальновідомих положеннях термодинаміки і термохімії, досить повно охоплює сутність теплових явищ, що відбуваються в робочому циліндрі, і являє собою інженерне аналітичне дослідження [5, 6]. На його основі можна:

- кількісно оцінити ці явища як при проектуванні, так і при дослідженні побудованого двигуна;
- дати уявлення про основні параметри циклу і фактори, що впливають на робочі процеси циклу;
- визначити розрахункові значення параметрів стану робочого тіла у характерних точках розрахункового циклу, а також ефективні показники, що характеризують роботу двигуна в цілому.

Розрахунковий цикл поршневого ДВС значно відрізняється від ідеальних циклів. У розрахунковому циклі ДВЗ змінюються кількість робочого тіла, його склад і фізичні властивості. Внаслідок кінцевої швидкості згоряння і дисоціації продуктів згоряння, прихована в паливі хімічна енергія, виділяється не миттєво. У процесі розширення відбуваються догоряння палива і відновлення дисоційованих газів з виділенням теплоти. У розрахунковому циклі робоче тіло не можна приймати з постійними теплоємністю, так як температура і склад газів в циліндрі значно змінюються. У розрахунковому циклі є також теплові та аеродинамічні втрати.

Метод забезпечує задовільну для практики точність розрахунків, незважаючи на те, що цикл, який протікає в двигуні, описується найпростішими

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

термодинамічними процесами і вводиться ряд опитних коефіцієнтів, що оцінюють реальні умови протікання робочих процесів у двигуні.

Розрахунковий цикл суднових ДВЗ складається з п'яти послідовних процесів: наповнення, стиску, згорання палива, розширення і випуску.

Робочий процес двигуна складався з послідовного розрахунку п'ятих процесів, що відтворюються у циклі: наповнення, стиску, згорання палива, розширення та випуску.

2.2.2 Розрахунок робочого циклу двигуна

Розрахунок циклу

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 298 \text{ K}$.

Тиск навколишнього повітря p_0 . В усіх випадках варто приймати $p_0 = 0,1013 \text{ МПа}$ (стандартні атмосферні умови).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра, тип двигуна, його швидкохідності і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 15$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Приймаємо α дизельного двигуна 2,56.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$.

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 проєктованого. Для цього двигуна коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,8 \dots 0,95$; $\xi_b = 0,82 \dots 0,98$.

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

Механічний ККД двигуна η_m . Механічний ККД оцінює механічні втрати двигуна, являє собою відношення корисної до використаної потужності. Значення

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		26

механічного ККД двигуна залежить від якості масла, від теплового стану двигуна. Значення ККД для чотирьохтакткових дизельних МОД η_m знаходиться у межах 0,85...0,95. Приймаємо $\eta_m = 0,94$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . У числовому виразі $\Delta P_{ox} = 0,005$ МПа.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах 600...1200К. Приймаємо $T_r = 600$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу:

$C = 0,87$ кг – кількість вуглецю;

$H = 0,126$ кг – кількість водню;

$S = 0$ кг – кількість сірки;

$O = 0,004$ кг – кількість кисню.

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 при згорянні P_z/P_c . Приймаємо $P_z/P_c = 1,1$.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Для 2 – тактних двигунів $\zeta = (0,92...0,99)$. Приймаємо $\zeta = 0,99$.

Відношення тиску перед турбіною до тиску після компресора Ψ_r . У цьому двигуні $\Psi_r = 0,85$.

Підігрів заряду від стінок циліндру. Приймаємо $\Delta T = 15$ К. **Ступінь підвищення тиску.** $P_k = 4,0$.

Адіабатний ККД турбокомпресору $\eta_{ад}$. Приймаємо $\eta_{ад} = 0,8$.

Адіабатний ККД турбіни η_{adt} . Приймаємо $\eta_{adt} = 0,84$.

Механічний ККД турбіни η_{mt} . Приймаємо $\eta_{mt} = 0,98$.

Діаметр циліндру: $D = 0,5$ м.

Хід поршня: $S = 2,05$ м.

Частота обертів колінчатого валу: $n = 124$ хв⁻¹.

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		27

Число циліндрів: $I = 6$.

Ефективна потужність $N_e = 9960$ кВт.

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,4}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,8} \right] = 477,21$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 477,21 - 0,9 \times (477,21 - 293) = 315,921$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{315,921 + 15 + 0,04 \times 600}{1 + 0,04} = 341,27$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,4 - 0,005 = 0,395$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = 0,97 \times P_s = 0,97 \times 0,395 = 0,383$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) = \frac{15}{15 - 1} \times \frac{0,383}{0,395} \times \frac{315,921}{341,27} \times \frac{1}{1 + 0,02} \times (1 - 0,08) = 0,851$$

Розрахунок процесу стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено.

На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_1 величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі.

При виборі величини n_1 , необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_1 збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску n_1 зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_1 збільшується; зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_1 збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_1 = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунку:

$$n_1 = 1,362$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \varepsilon^{n_1} = 0,383 \times 15^{1,362} = 15,338$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \varepsilon^{n_1-1} = 341,27 \times 15^{1,362-1} = 910,763$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,56}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,202$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,202} = 1,027$$

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		29

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,027 + 0,04}{1 + 0,04} = 1,026$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,94}{0,98} = 0,959$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,027 - 1}{1 + 0,04} \right) \times 0,969 = 1,025$$

Максимальна температура згоряння, К

$$\frac{\xi_z \times Q_n}{\alpha \times L_0} + [c'_v + 8,314 \times \lambda + \gamma_r \times (c''_v + 8,314 \times \lambda)] \times T_c = \beta_z \times (1 + \gamma_r) \times c''_{pz} \times T_z$$

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

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

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

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

Це рівняння розв'язується методом послідовних наближень, для чого у першому наближенні приймаємо $T_z = 1600$ К. Після вирішення декількох рівнянь отримуємо:

$$T_z = 1685$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,1 \times 15,338 = 16,872$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,025}{1,1} \times \frac{1685}{910,736} = 1,724$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1,724} = 8,702$$

Розрахунок параметрів процесу розширення ведеться з умовно постійним показником політропи розширення n_2 . Для дизелів $n_2 = 1,18 \dots 1,3$. Варто пам'ятати, що показник політропи залежить від режиму роботи двигуна, розмірів циліндра, способу охолодження й ряду інших факторів. У всіх випадках, коли збільшується тривалість догорання палива, знижуються відносний теплообмін і витоки газів, n_2 зменшується. Виходячи з вищесказаного прийmemo:

$$n_2 = 1,288$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 1685 \times \frac{1}{8,702^{1,288-1}} = 904,149$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{16,872}{8,702^{1,288}} = 1,041$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \times \left[\lambda \times (\rho - 1) + \frac{\lambda \times \rho}{n_2 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$

$$= \frac{13,338}{15 - 1} \times \left[1,1 \times (1,724 - 1) + \frac{1,1 \times 1,724}{1,288 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{8,702^{1,288-1}} \right) - \frac{1}{1,362 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{15^{1,362-1}} \right) \right] = 2,328$$

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P'_i \times \zeta \times (1 - \varphi_n) = 2,328 \times 0,99 \times (1 - 0,08) = 2,121$$

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

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{0,395 \times 0,851}{2,56 \times 1,202 \times 315,921 \times 2,121} = 0,171$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,171 \times 42700} = 0,518$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 2,121 \times 0,94 = 1,993$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,518 \times 0,94 = 0,487$$

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

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,171}{0,94} = 0,182$$

Ефективна потужність двигуна,

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,5^2 \times 2,05 \times 1 \times 1,993 \times 124 \times 6 = 9957$$

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{9960 - 9957}{9960} = -0,026\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданою і отриманою в результаті розрахунку потужності не перевищує 0,5%.

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

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

$$G = \left(\frac{\pi \times D_c^2}{4} \right) \times S_c \times \left(\frac{P_s \times 10^6}{R \times T_s} \right) \times \eta_i \times i \times z \times \left(\frac{n}{60} \right) \times \phi_a =$$
$$= \left(\frac{3,14 \times 0,5^2}{4} \right) \times 2,05 \times \left(\frac{0,395 \times 10^6}{287 \times 315,921} \right) \times 0,518 \times 5 \times 1 \times \left(\frac{127}{60} \right) \times 1,1 = 20,357$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 20,357 + 0,181 \times \frac{9957}{3600} = 20,861$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,85 \times 0,40 = 0,34$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 904,149 \times \left(\frac{0,34}{1,041} \right)^{\frac{1,288-1}{1,288}} = 704,233$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0] + (0,79 \times \alpha \times L_0) =$$
$$= \left(\frac{0,827}{12} \right) + \left(\frac{0,125}{2} \right) + [0,21 \times (2,56 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 2,56 \times 0,495) = 1,295$$

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

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \times M_s \times 189} + \frac{H}{2 \times M_s \times 461,6} + \frac{0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0}{M_s \times 259,8} + \frac{0,79 \times \alpha \times L_0}{M_s \times 296,8}} =$$
$$= \frac{1}{\frac{0,827}{12 \times 1,295 \times 189} + \frac{0,125}{2 \times 1,295 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (2,56 - 1) \times 0,495}{1,295 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 2,56 \times 0,495}{1,295 \times 296,8}} = 287,821$$

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		33

Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,791 + 0,003 \times 689,042) + 8,314}{19,791 + 0,003 \times 689,042} = 1,381$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

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

$$= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,383}{1,381 - 1} \right) \times 287,821 \times 704,233 \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,34}{0,101} \right)^{\frac{1,383 - 1}{1,383}}} \right] \times 0,98 \times 0,84 \times 20,861}{20,861 \times 287 \times 298 \times \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \times \frac{1}{0,98}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 3,486$$

$$P_{kd} = \Pi_k \times P_0 = 3,851 \times 0,101 = 0,397$$

Порівняння заданого та отриманого тиску наддуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,397 - 0,4}{0,4} = 0,45\%$$

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданим і отриманим в результаті розрахунку.

2.2.3 Розрахунок теплового балансу двигуна

У суднових двигунах внутрішнього згоряння в ефективну роботу перетвориться 38 ... 54 % теплоти, що виділяється при згорянні палива. Інше складають теплові втрати . З них частина теплоти виходить відпрацьованими газами, частина - безпосередньо через елементи двигуна (деталі циліндро-поршневої групи, клапани, газовипускні патрубки, охолоджувані деталі турбокомпресора) передається в систему охолодження (воду і масло), деяка частка теплоти шляхом складних перетворень (наприклад , перетворення частини теплоти в механічну роботу тертя у вузлах двигуна з подальшим переходом її знову в теплову) також надходить в систему охолодження. Частина теплоти повертається в цикл з повітрям, що подається від турбокомпресора. Рівняння теплового балансу:

$$Q_{\Sigma} = Q_{\Gamma} + Q_{W} + Q_{M} + Q_{H.B} + Q_{Ne}$$

де Q_{Σ} - теплота згоряння введенного у циліндр палива, кВт;

Q_{Γ} - теплота випускних газів, кВт;

Q_{Ne} - теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна, кВт;

Q_{W} - теплота, яка відводиться від двигуна охолоджуючою водою, кВт;

Q_{M} - теплота, яка відводиться від двигуна мастилом, кВт;

$Q_{H.B}$ – теплота неврахованих втрат, кВт.

1. Визначимо загальну кількість теплоти (теплову потужність циклу), що виділяється у циліндрі:

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = \frac{9957}{0,487} = 20445,59 \text{ кВт}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		35

2. Визначимо кількість теплоти, що відходить з відхідними газами (теплову потужність потоку відхідних газів):

$$Q_{GO} = G_G C_{pG} (T_{zT} - T_o) = 20,861 \times 1038,38 \times (498 - 293) = 4440,64 \text{ кВт},$$

де ізобарна теплоємність газів обчислюється згідно з рівнянням Майєра:

$$C_{pG} = \frac{K_G}{K_G - 1} \times R_G = \frac{1,383}{1,383 - 1} \times 287,564 = 1038,38 \text{ Дж/кг} \times \text{К}$$

Температура газів за турбіною приймається згідно вимогам ІМО
 $T_{zT} = 225 \text{ }^\circ\text{C}.$

Для уточнення теплового розрахунку потрібно відняти витрати на підігрів повітря унаслідок стиснення в турбокомпресорі до температури за охолоджувачем повітря:

$$Q_{\Pi} = G_{\Pi} \times C_{p\Pi} \times (T_{OHV} - T_o) = 20,357 \times 1000 \times (338 - 293) = 916,065 \text{ кВт},$$

$$Q_G = Q_{GO} - Q_{\Pi} = 4440,64 - 916,065 = 3524,575 \text{ кВт}$$

3. Кількість теплоти, що надходить у воду внаслідок охолодження надувочного повітря $Q_{\Pi} = 3237 \text{ кВт}$ (данні надано фірмою-виробником).

4. Кількість теплоти, що надходить у воду (теплова потужність потоку теплоти, що надходить у воду) наведена у довідкових даних $Q_W = 1640 \text{ кВт}.$

5. Кількість теплоти, що надходить у масло (теплову потужність потоку теплоти у масло) також беремо з довідкових даних $Q_M = 1110 \text{ кВт}$

Таким чином, ми отримали усі основні складові теплового балансу. Записуємо це рівняння з усіма складовими для його перевірки:

$$Q_{\Sigma} = Q_G + Q_{OHV} + Q_W + Q_M + Q_{H.B.} + Ne = 3525 + 3237 + 1640 + 1276 + 1110 + 9957, =$$

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$= 20445 \text{ кВт.}$$

Розбіжність у рівнянні загального балансу теплоти (приблизне значення нев'язки балансу: $Q_{н.б.} = 1110 \text{ кВт}$, що складає 5 % і відповідає точності надання даних фірмою-виробником.

Теплова потужність вторинних енергоресурсів (вихлопних газів, надувочного повітря, охолоджуючої води та масла) складає

$$Q_{\Sigma} = Q_{Г} + Q_{ОНВ} + Q_{W} + Q_{Me} = 3525 + 3237 + 1640 + 1276 = 79378,8 \text{ кВт}$$

Утилізувати можна лише ту кількість тепла, яка відповідає температурному потенціалу утилізаційної установки. Також треба враховувати наявність температурного напору к теплообмінних апаратах.

2.3 Використання енергії вихлопних газів в силових газових турбінах

Слід ще раз зазначити, що в старих моделях двигунів енергії вихлопних газів не вистачало для приводу ГТК. Введення ряду удосконалень в організацію робочого процесу двигунів, в систему газообміну (перехід на прямоточні схеми і введення керованого випуску), вдосконалення газотурбонаддувочних комплексів (перехід на наддув при постійному тиску і підвищення ККД ГТК) дозволили не тільки форсувати двигуни шляхом наддуву, а й зумовили істотне збільшення енергії вихлопних газів. Це дало можливість її використовувати не тільки в ГТК, але і в додатково встановлюваних газових турбінах [7].

В таких установках вихлопні газы двигуна з вихлопного колектора паралельними шляхами прямують до наддувочного турбокомпресору і до силової турбіні, приєднаної через гідравлічну муфту до приводу відбору потужності двигуна. Таким чином, силова турбіна працює в паралель з ГТК, утилізуючи частину енергії газу і перетворюючи її в роботу, передану валу двигуна. Надбавка потужності, тим самим, дозволяє знизити потужність самого двигуна за рахунок

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

зменшення P_e , одночасно зберігаючи передану на гвинт загальну потужність в межах її контрактної величини (CMCR). Зниження потужності двигуна тягне за собою зменшення годинної витрати палива, якщо цю витрату віднести до сумарної потужності двигуна і силової турбіни, то матиме місце зменшення питомої витрати палива. Аналіз, проведений фірмою, показав, що надбавка потужності, одержувана від силової турбіни, в багатоциліндровій машині рівноцінна потужності одного циліндра і, тому, можна, не зменшуючи навантаження циліндрів, зберігши ту ж CMCR, зменшити число циліндрів на один. Відповідно зменшується довжина двигуна. Досвід показує, що Бустерна Система ефективно працює на навантаженнях до 50%.

У разі виходу турбіни з ладу вона за допомогою гідравлічної муфти відключається від двигуна. Надходження на неї газу перекривається заслінкою і прямує по байпасної гілки в загальну вихлопну систему.

Подібні установки виробляються та поставляються привідними двигунобудівними компаніями (компаніями-виробниками малообертових двигунів), одними з найефективніших є ВТУ MAN Diesel.

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

МОДЕРНІЗАЦІЯ СУДНОВОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ШЛЯХОМ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ

3.1 Концепція та варіанти схем водопарових теплоутилізуючих установок

При використанні сучасних водопарових теплоутилізуючих установок (ВТУ), принцип їх роботи з малообертовим дизельним двигуном, полягає в тому, що частина потоку вихлопних газів обходить головний двигун (турбіну турбонагнітача) через обвідний канал. У результаті зменшується загальна кількість впускного повітря та вихлопних газів. Зменшення кількості всмоктувального повітря та кількості відпрацьованих газів призводить до збільшення температури вихлопних газів після основного турбонагнітача головного двигуна та обвідних вихлопних газів. Це призводить до збільшення максимально досяжної потужності пари у котлі, що працює на вихлопних газах [8, 9].

Також, розглянуте падіння тиску в байпасі вихлопних газів, що входить до складу ВТУ, може бути використане для виробництва електроенергії за допомогою силової турбіни. Основна схема та елементи ВТУ показані на рис. 3.1.

Водопарова теплоутилізуюча установка складається з різних компонентів, в ній може бути використана як самостійна так і комбінована схеми. Вибір типу системи залежить від попиту на електроенергію на борту судна (електричне навантаження на морі), рівномірності навантаження судна (години при різних навантаженнях основного двигуна на морі), прийнятного часу окупності пропонованого рішення ВТУ і простору, доступного на судні та деяких інших факторів [10].

Дуже важливою частиною вибору найбільш раціонального проекту ВТУ для судна є вибір оптимальної потужності головного двигуна і обертів на судні гребного гвинта, щоб забезпечити мінімально можливе споживання палива при найбільш використовуваних режимах роботи судна.

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		39

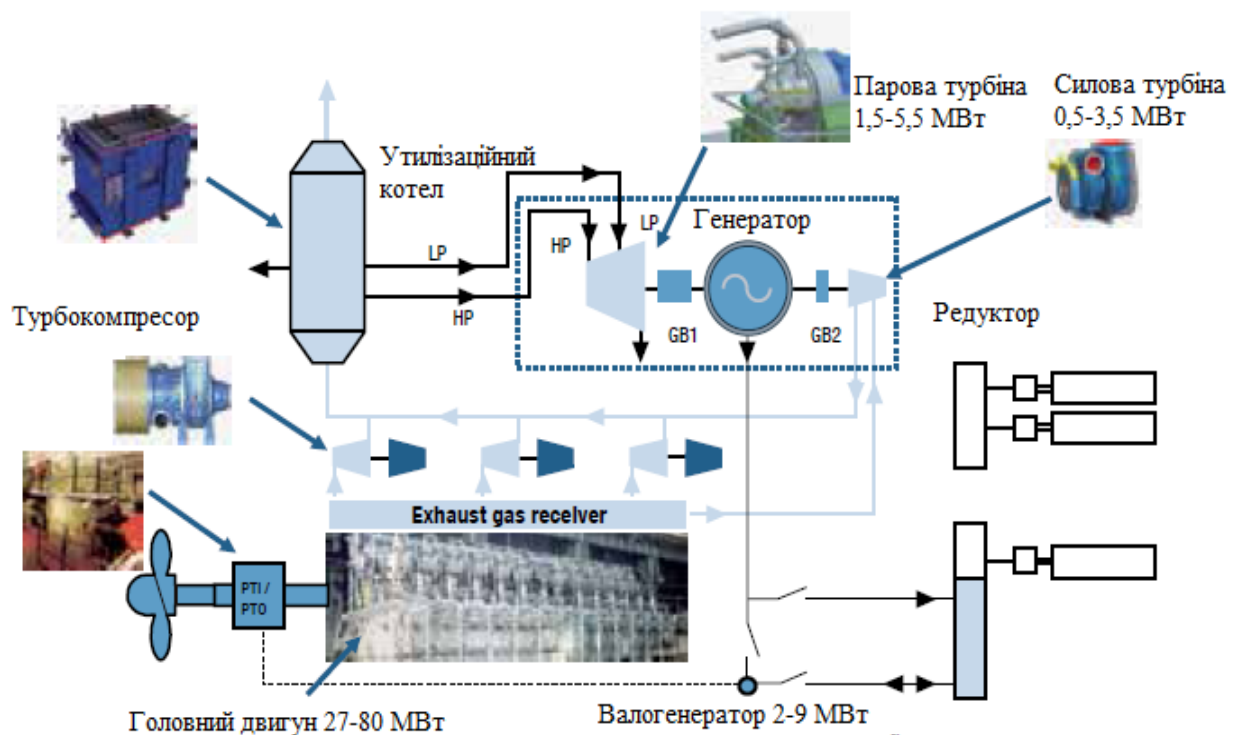


Рисунок 3.1 – Основна схема та елементи водопарової теплоутилізуючої установки

У багатьох випадках ВТУ зможе забезпечити недостатньо електричні потреби судна, як автономне джерело живлення, при цьому вона може працювати паралельно з валогенератором та допоміжними дизельними генераторами. Цей тип розширеної енергетичної системи вимагає покращеної системи керування електричним живленням (PMS), для чого система управління головним двигуном оснащена зворотнім зв'язком.

Зокрема, у конструкцій контейнеровозів, ВТУ знайшов місце, де така технологія передбачає крок вперед у зниженні споживання палива та викидів CO₂ на судні, але інтерес до рішень ВТУ поширюється також на інші типи суден з метою зменшення загальних витрат на паливо та викиди.

3.1.1 Силовая турбіна та генератор (PTG)

Найпростіша і найдешевша система складається з газової силової турбіни (також називається енергетичною турбіною), встановленою у байпасі вихлопних газів, і генератору, який перетворює потужність енергії вихлопних газів, які

надходять паралельно до потоку турбонаддуву, енергія яких витрачається на електричну енергію на борту судна, рис. 3.2 [11].

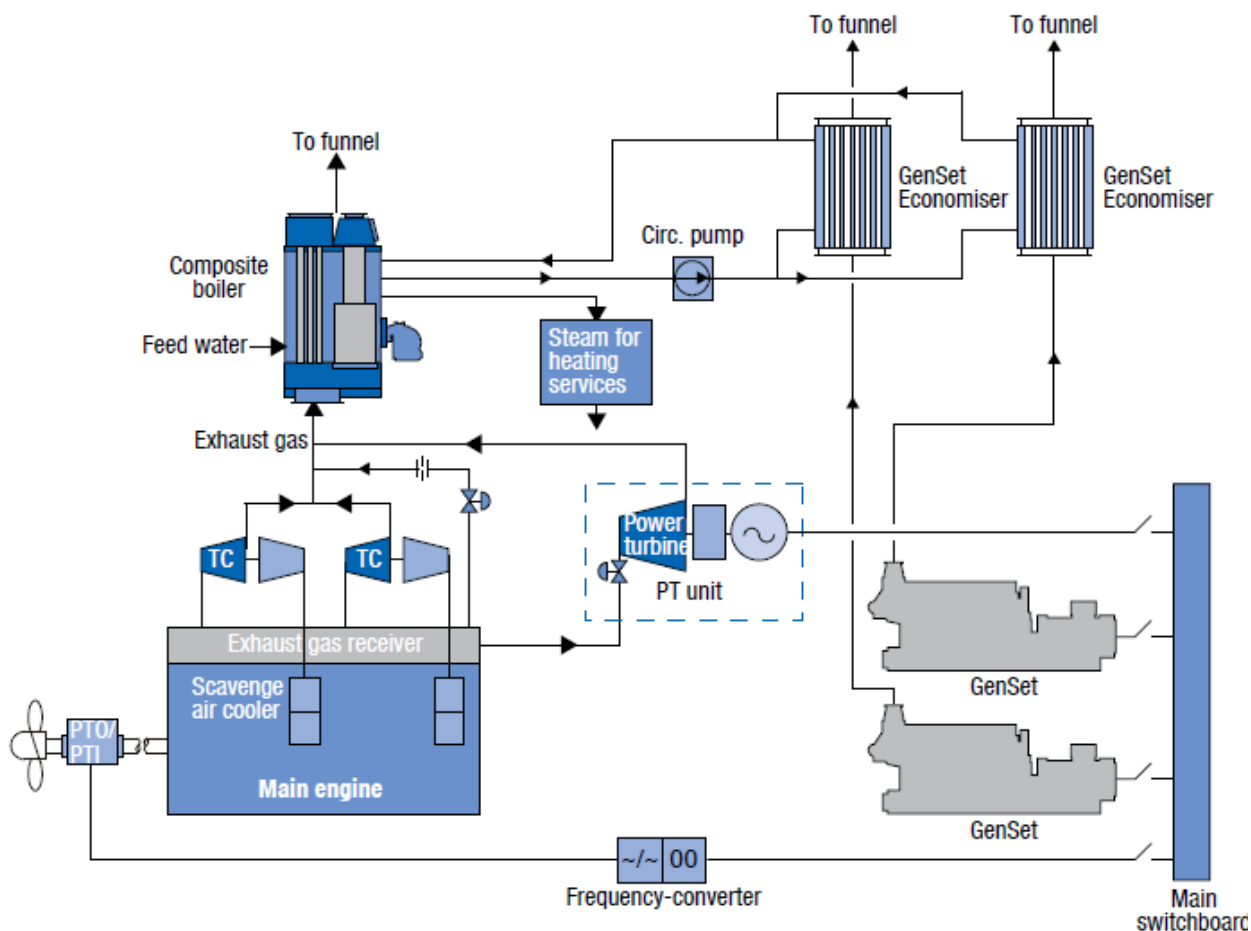


Рисунок 3.2 – ВТУ з силовою турбіною та генератором

Для реалізації такого рішення, головний двигун буде оснащений двома вихлопними газовими з'єднаннями: один для відводу вихлопних газів (EGB), а другий – для силової турбіни. З'єднання для силової турбіни, як правило, повинно бути більше, оскільки силовий турбінний агрегат зазвичай розташовується на відстані декількох метрів від головного двигуна в машинному відділенні. Перепуск вихлопних газів здійснюється регулюючим клапаном для вихлопних газів і є комплектуючою частиною двигуна.

Силовa турбіна та генератор розміщені на спільній платформі. Діапазон потужності установок з силовою турбіною фірми MAN Diesel & Turbo TCS-PTG

представлений у таблиці 3.1, зовнішній вигляд – на рисунку 3.3 (Turbo Compound System – Power Turbine Generator).

Таблиця 3.1 – Установки фірми MAN Diesel & Turbo з силовою турбіною

Тип	Максимальна потужність, МВт
TCS-PTG18	1,070
TCS-PTG20	1,560
TCS-PTG22	2,700

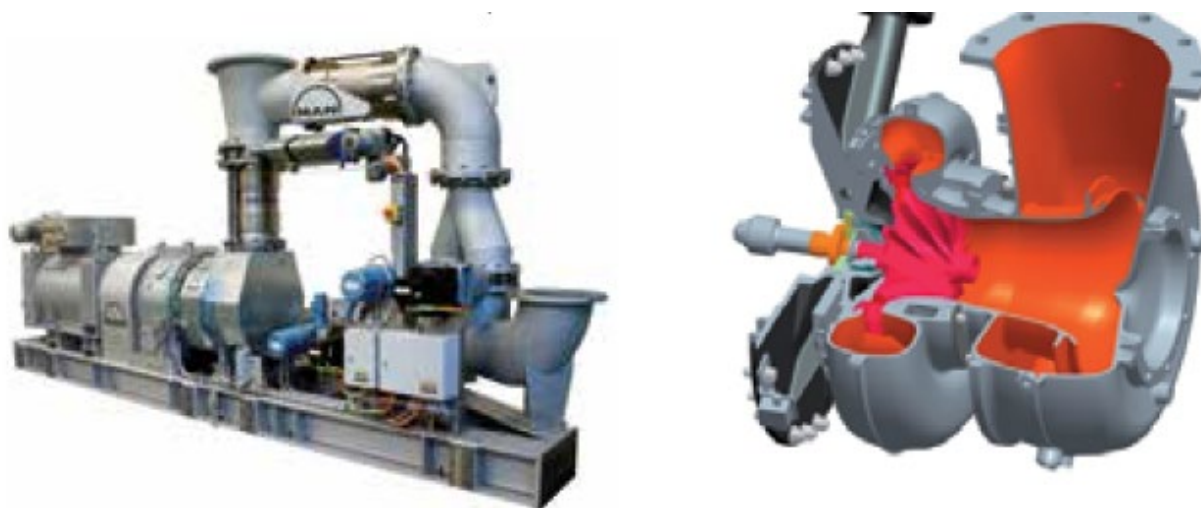


Рисунок 3.3 – Силова турбіна та генератор

Силова турбіна управляється частиною потоку вихлопних газів, що обходить турбонагнітачі. Вона виробляє додаткову потужність для виробництва електроенергії, яка залежить від об'єму обхідних відпрацьованих газів. Рішення PTG може бути як автономним, так і / або паралельним електричним джерелам судна.

Обвідний клапан вихлопних газів буде закритий при потужності двигуна нижче, ніж приблизно 40% SMCR, до точки максимального навантаження двигуна, де споживана потужність для силової турбіни найбільш економічна, і не використовується, коли вмикаються допоміжні двигуни (вентилятори).

Використання рішення TCRS-PTG WHRS забезпечить коефіцієнт відновлення енергії 3-5% в залежності від розміру головного двигуна.

3.1.2 Парова турбіна та генератор (STG)

Другий варіант системи утилізації побудовано на принципі використання теплової енергії вихлопних газів і, таким чином, підвищення температури вихлопних газів перед котлом без використання силової турбіни.

При застосуванні парової турбіни (ST) в якості автономного пристрою потік обхідних газів змішується з відпрацьованими газами після випускного патрубку турбонагнітача, підвищуючи температуру вихлопних газів перед входом в котел.

Коли частина потоку вихлопних газів обходить турбонагнітач, загальна кількість повітря та газу буде зменшуватися, а температура вихлопних газів після турбонагнітача та обвідного каналу – збільшиться. Це збільшить виробничу потужність пари в утилізаційному котлі.

Встановлюючи парову турбіну (її часто називають турбогенератором), вироблений пар з котлоагрегату може бути використаний для виробництва електроенергії. Парова турбіна встановлюється на загальній платформі з генератором так, як і силова турбіна та генератор, рішення STG показано на рисунку 3.4.

Як і конструкція PTG, рішення STG може працювати як окремо, так і як паралельно наявним джерелам електроенергії на судні – в залежності від реального попиту на конкретному судні.

За допомогою системи STG можна відновлювати від 5 до 8% енергії залежно від розміру головного двигуна, типу двигуна та умов навколишнього середовища.

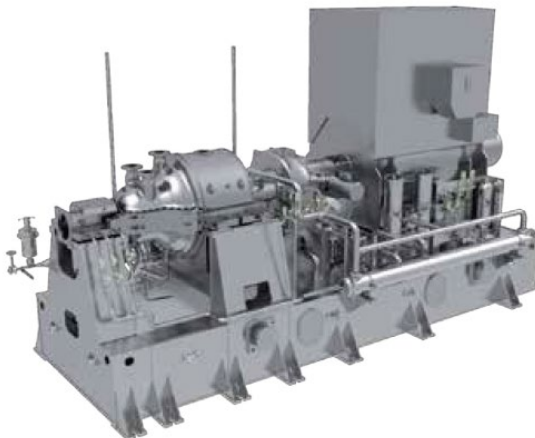


Рисунок 3.4 – Парова турбіна та генератор (ST)

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		43

Якщо попит на електроенергію на судні дуже високий, енергетична турбіна та парова турбіна можуть бути побудовані разом для формування комбінованої системи. Силова турбіна та парова турбіна побудовані на загальній платформі і, через редукторні передачі, з'єднані з загальним генератором, див. рис. 3.5.

Вихідну потужність силової турбіни можна додати до потужності генератора через редуктор зі спеціальною муфтою. Однак парова турбіна починає робити на 30-35% основної потужності двигуна (SMCR), за якою вмикається силова турбіна, яка розпочинає виробництво електроенергії на 40-50% SMCR.

Комбіновану схему ВТУ (ST & PT), наведену на рис. 3.5, яка в багатьох випадках значно знижує витрати на паливо судна завдяки можливості задовольнити потреби в електроенергії на багатьох режимах роботи головного двигуна. В такій схемі, вал двигуна / генератора (PTI/PTO), підключений до валу головного двигуна, може бути працювати у режимі двигуна, див. рис. 3.5, що дозволяє при необхідності додати або електричну потужність до гребної потужності, або збільшити електричну потужність на судні, при подачі електроенергії до валогенератору.

При використанні повного комплексу ВТУ, при поєднанні силової та парової турбін може бути відновлено приблизно 8-11% потужності залежно від основного розміру двигуна та умов навколишнього середовища.

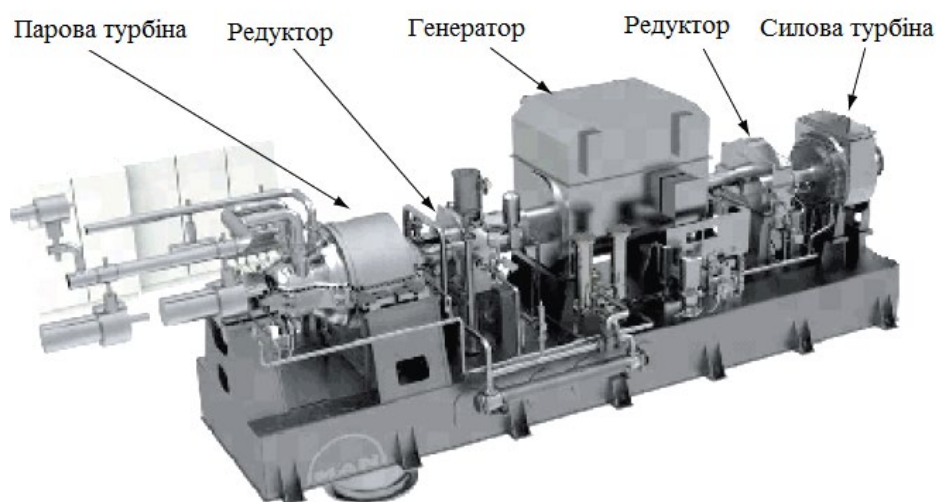


Рисунок 3.5 – Парова турбіна, силова турбіна та генератор (ST-PT)

Вибір системи, найбільш підходящої для конкретного судна вимагає ретельної оцінки на основі вимог стосовно ефективності використання палива, узгодження обмежень, вимог щодо викидів, маршрутної лінії судна, терміну окупності тощо.

Умови експлуатації відрізняються у різних випадках, оскільки методика розрахунку прийнятного терміну окупності відрізняється серед судновласників. Тим не менше, нижче наведені вказівки можуть бути дуже корисними при оцінці нового проекту судна та можливості використання переваг ВТУ.

3.1.3 Головний двигун та система управління ВТУ

При розробці системи управління головним двигуном та системи управління ВТУ, вони повинні мати можливість функціонувати як інтегровані частини загальної системи управління.

Розробка ВТУ та основних режимів управління двигуном базується на вимогах власника судна для повного контролю та оптимального споживання палива на всіх робочих режимах. Особлива увага приділяється економії палива через постійно зростаючі ціни на нього.

Центральною частиною системи управління є система управління судном, яка керує різними джерелами живлення на борту, таким чином досягається мінімальне споживання палива в різних умовах плавання. Тому дуже важливо розуміти складність енергетичних систем (силові джерела та джерела електроживлення) та їх взаємодію при плануванні функцій управління та інтерфейсів для керування головним двигуном та ВТУ.

Контроль двигуна та управління ВТУ повинні бути взаємоінтегровані, оскільки парова турбіна ВТУ та силова турбіна використовують енергію відпрацьованих газів. Відповідно динаміка роботи головного двигуна впливає на роботу парової та силової турбін.

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		45

Зв'язок між основним двигуном та ВТУ можна побачити на рис. 3.6 та рис. 3.7, де показано також потік вихлопних газів між двигуном, турбокомпресором та утилізаційним котлом.

Для пристроїв ВТУ необхідні два з'єднання вихлопного каналу. Основою для цієї схеми з'єднань між двигуном та компонентами ВТУ є двосторонній зв'язок, оскільки спочатку керування повинно захищати двигун від неприйнятних умов, а по-друге – забезпечити максимальну доступну потужність для ВТУ. Таке управління відбувається за допомогою контролю параметрів обвідного потоку вихлопного газу, зберігаючи його у прийнятних межах.

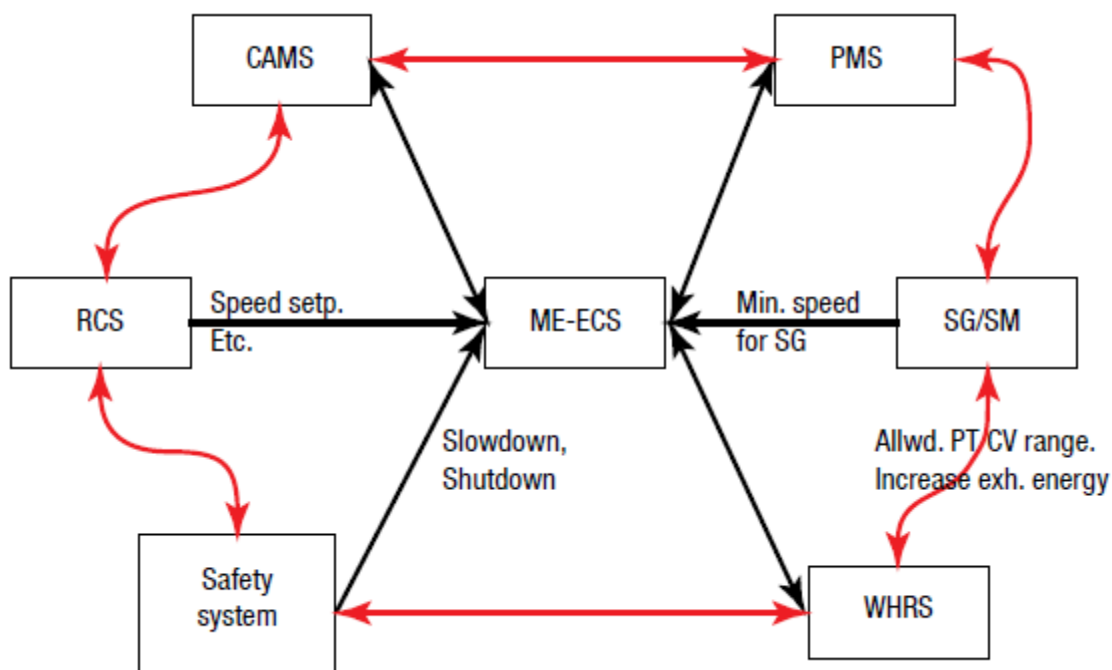


Рисунок 3.6 – Схема системи контролю судів, яка зазвичай знаходиться на борту великого судна

Це забезпечується шляхом регулювання регулюючим клапаном витрати вихлопних газів (EGB) через систему керування двигуном та регулюючим клапаном потужності турбіни. Сума вихлопних байпасів завжди повинна перебувати у межах дозволеного обсягу, вибраного для конкретного двигуна за налаштуванням ВТУ.

На рис. 3.8 показаний принцип керування цими клапанами. Він полягає в тому, щоб збалансувати тепловий захист головного двигуна, одночасно

максимально збільшуючи енергію для силової турбіни, у межах максимально дозведеного тиску турбіни.

Система керування ВТУ повинна забезпечити позицію регулюючого клапана потужності турбіни, щоб система керування двигуном могла компенсуватись шляхом регулювання положення клапана EGB.

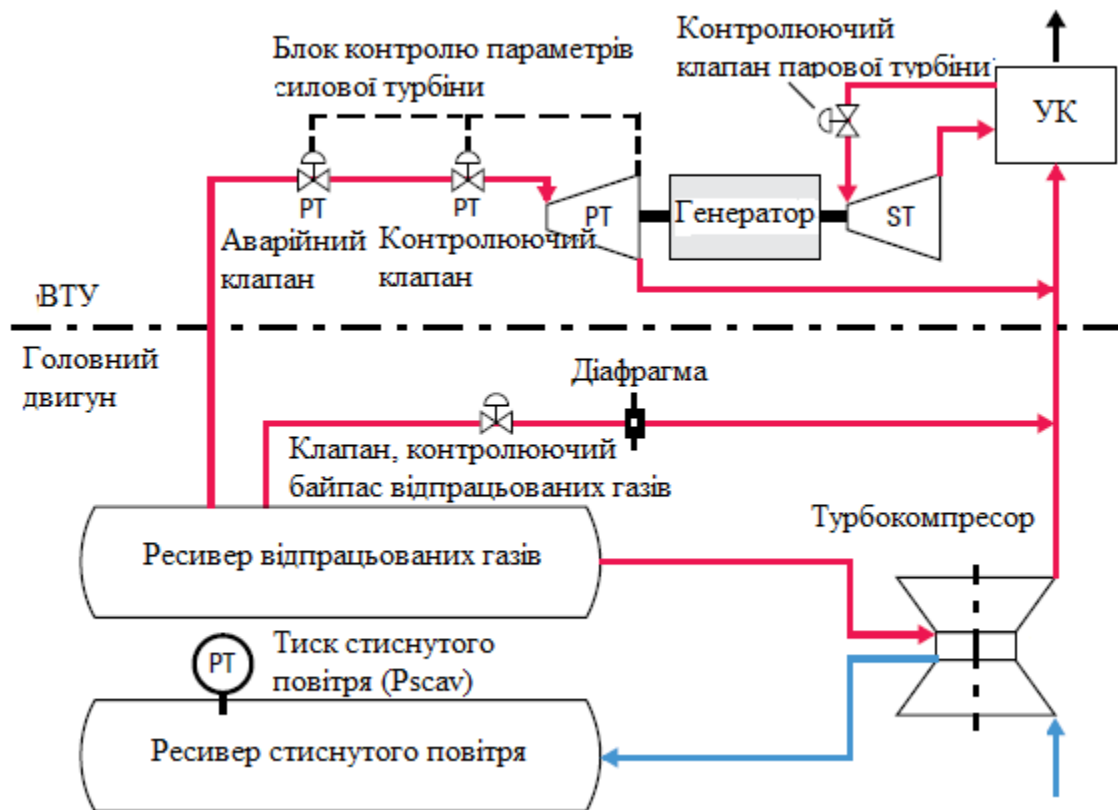


Рисунок 3.7 – Зв'язок між основним двигуном та ВТУ

Контрольний клапан потужності турбіни контролює кількість вихлопних газів у силовій турбіні і, таким чином, контролює вихідну потужність генератора.

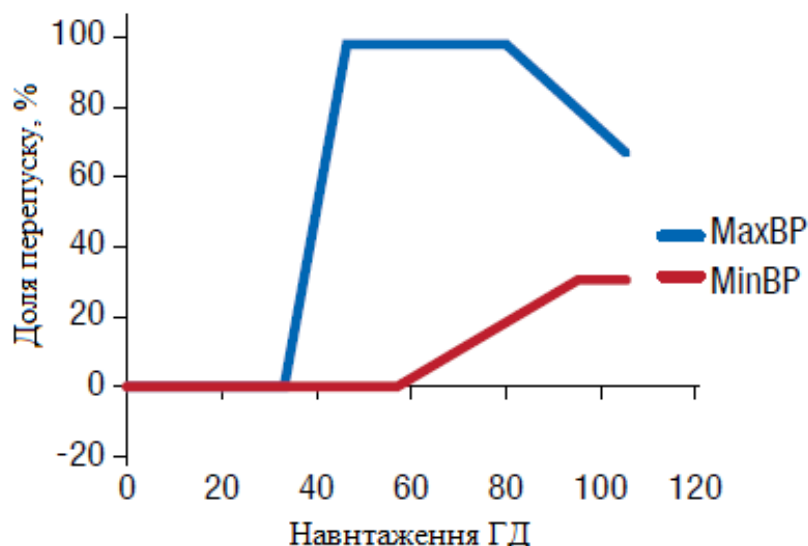


Рисунок 3.8 – Характеристика байпасного клапану

Аналогічно система регулятора парової турбіни контролює кількість пари, що подають у парову турбіну, і, таким чином, вихідну потужність електричного генератору. Крім того, система регулятора парової турбіни також контролює вихідну частоту генератора через повільну реакцію на зміну витрати пари.

3.3 Монтажні аспекти водопарових теплоутилізаційних установок

При виборі ВТУ судна основними параметрами є розмір системи та складність підключення трубопроводів та кабелів, а також інші приготування, які слід розглядати на стадії проектування.

Всі генератори ВТУ монтуються на загальній палубі, де вже встановлені та зібрані різні компоненти. Тому основні складності при монтажі ВТУ полягають в тому, щоб знайти місце в машинному відділенні на борту – біля головного двигуна – для фундаменту, трубопроводів та кабелів між основними компонентами суднової енергетичної установки.

3.3.1 Теплоутилізаційна установка з силової турбіною PTG

Найпростіша установка вважається ВТУ PTG системою, оскільки система є найменшою з утилізаційних установок фірми МАН, що виробляються серійно, а

також тому, що основне з'єднання між ВТУ РТГ і головним двигуном є лише лінією відводу вихлопних газів. На рис. 3.10 показаний приклад діаграми.

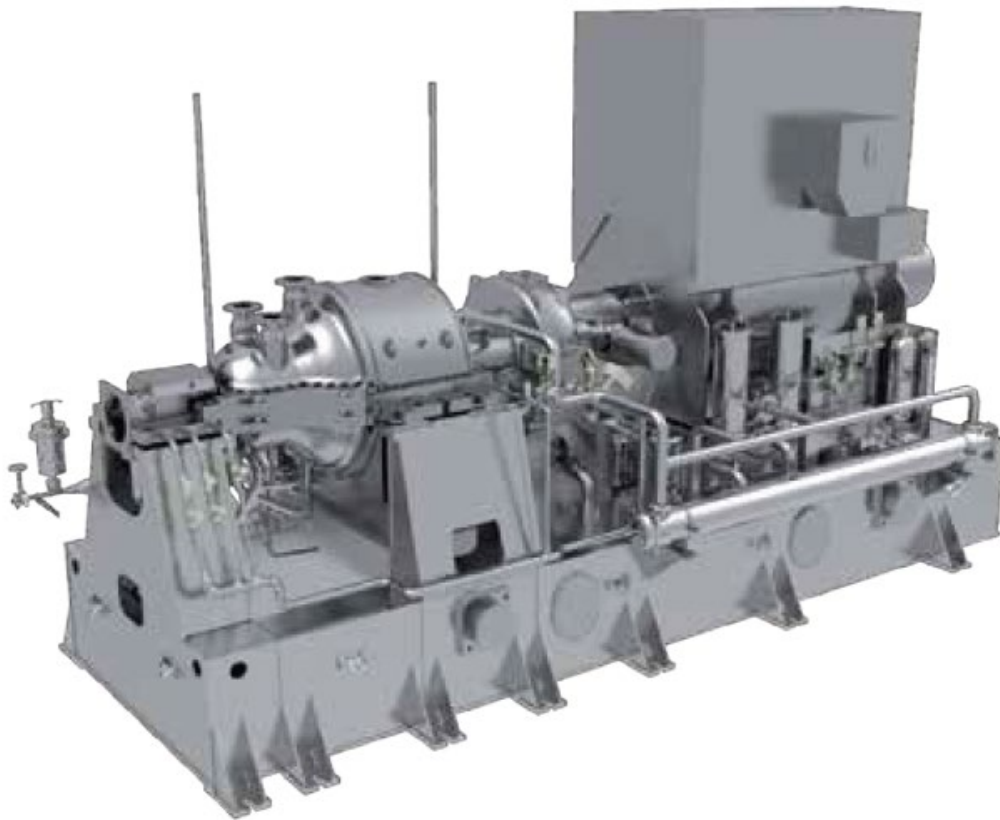


Рисунок 3.10 – Блок теплоутилізаційної установки з силовою турбіною

3.3.2 Паротурбінна теплоутилізаційна установка

Теплоутилізаційна установка з паровою турбінною досить велика, оскільки потрібно підключати різні компоненти. По-перше, ймовірно, що встановлений котел має бути збільшено за розміром. З бойлера до парової турбіни необхідно підключити один або два канали, залежно від того, чи застосовується система одиничного чи подвійного тиску.

Конденсатор повинен бути встановлений під шатною паровою турбіною, а в деяких випадках – він може бути настільки ж великим, як парова турбіна та генераторна установка. Конденсаторний трубопровід та підключений до конденсатору трубопровід з'єднані з котлом, щоб вода могла рециркулювати.

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		49

Більше того, конденсатор оснащений водопровідною системою охолодження. На рис.3.11 показана типова парова турбіна.

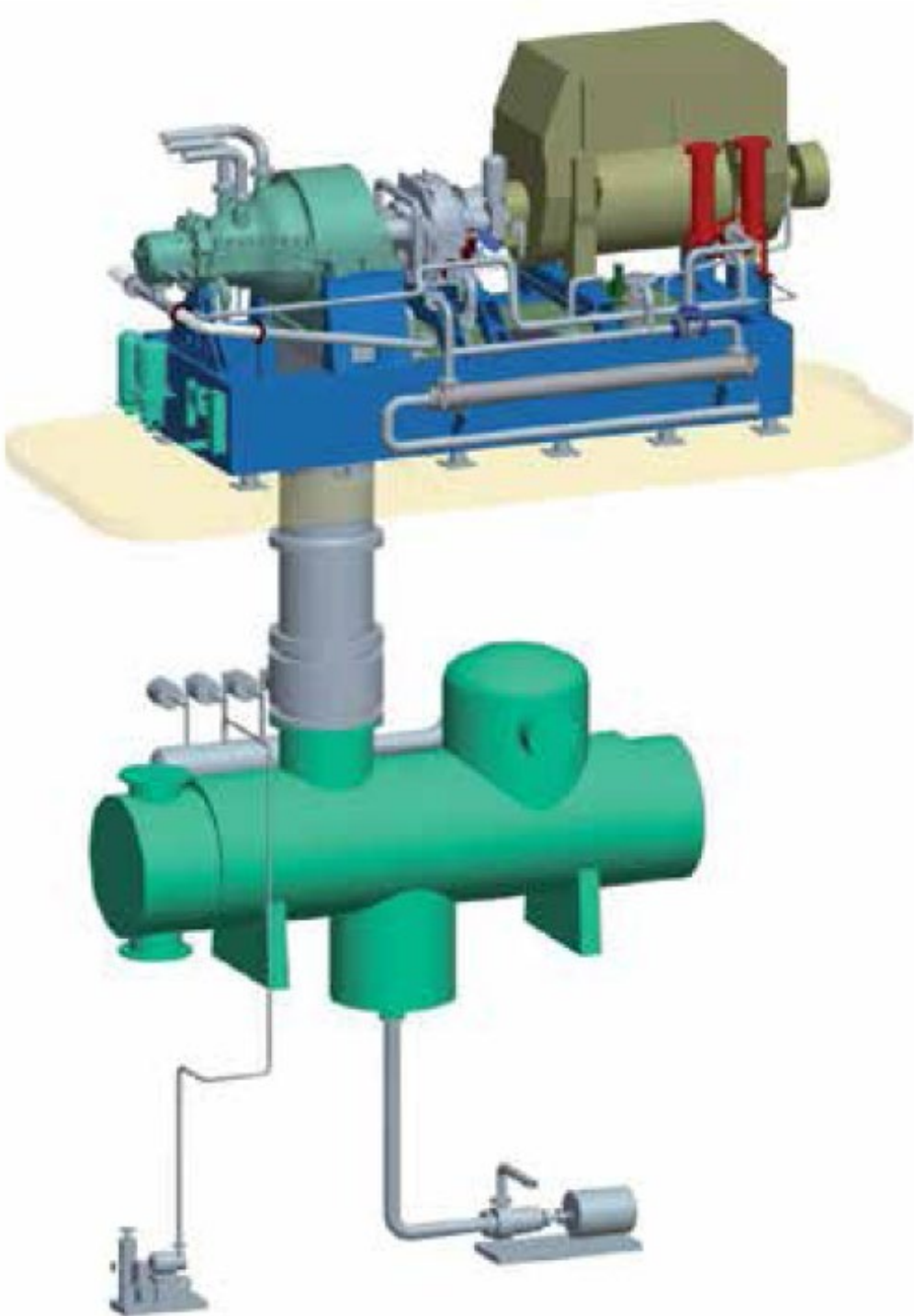


Рисунок 3.11 – Співвідношення розмірів елементів парової установки

Як згадувалося вище, паротурбінна теплоутилізаційна установка потребує місце для установки великого конденсатору, як показано на рис. 3.11, цей аспект, який необхідно враховувати при монтажі в машинному відділенні.

3.3.3 Комплексна водопарова теплоутилізаційна установка

Якщо розглядається комбінована РТ-TG система, то слід розглянути кілька аспектів установки. Для силової турбіни потрібна впускна і випускна труби, з'єднані з існуючою системою вихлопних газів. Парова турбіна потребує системи трубопроводів, згаданих у попередньому пункті [12].

Одним із складних монтажних аспектів є той факт, що силова турбіна приймає вихлопні гази з приймача відпрацьованих газів, що встановлено на двигуні, а парова турбіна отримує пару з котельної системи, яка може бути розташована на відстані від двигуна. На рисунку 3.12 показано співвідношення турбін, установок генератора та конденсатора.

За допомогою ВТУ, з паровою турбіною, в приміщенні машинного відділення потрібно більше місця. Утилізаційні котли, як правило, подвійного тиску, включатимуть наступні основні компоненти: економайзер LP, випарник LP, економайзер, перегрівач HP, випарник HP, насоси та ін.

Конструкція судна повинна бути розроблена з врахуванням резервного простору для всіх компонентів у механізмах і кожухах – типове розташування суднового обладнання наведено на рис. 3.12 і 3.13.

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
						51
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

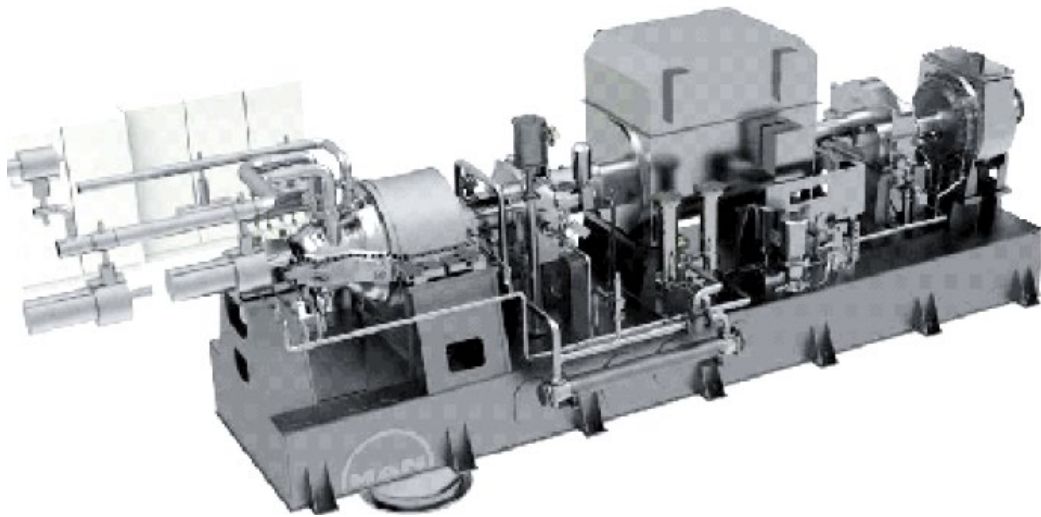


Рисунок 3.12 – Блок утилізаційної установки з паровою турбіною

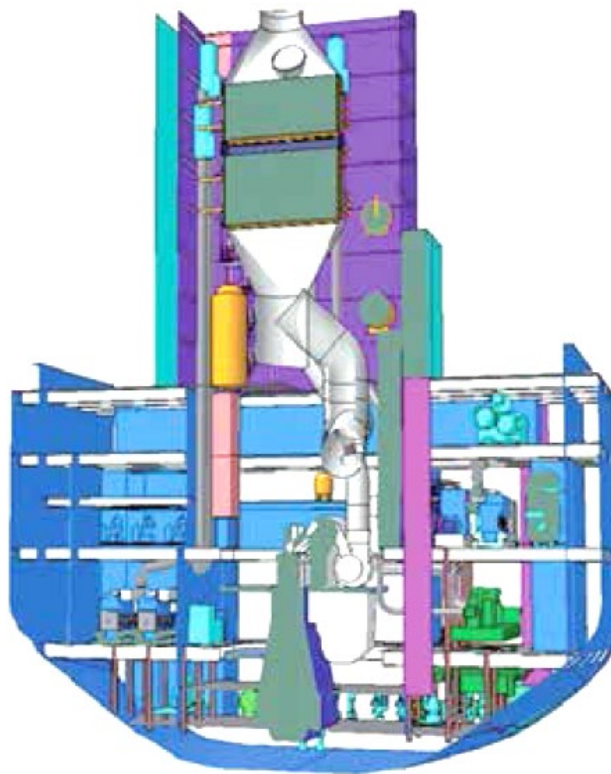


Рисунок 3.13 – Машинне відділення судна з утилізаційною установкою

Вихлопний котел (LP & HP) може бути таким же великим, як і основний двигун, див. рис 16, який часто виходить за рамки допустимого, для суден з включеними до цього раніше ВТУ.

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		52

Вихлопні утилізаційні котли, вимагають встановлення вихлопного байпаса. Цей байпас рекомендовано тримати відкритим, коли основне навантаження двигуна нижче 30%, а випускний клапан перед котлом закритий. Низьке навантаження двигуна також означає низьку швидкість вихлопу через вихлопний котел, що підвищує ризик випадання сажі та сажового займання.

Правильна організація току вихлопних газів в утилізаційному котлі дуже важлива для забезпечення умов найкращого генерації пари і виходу електроенергії генератора WHRS. Прямий розподіл швидкості вихлопних газів під вихлопним котлом необхідний для забезпечення встановлених показників виробництва паропродуктів котла, див. рис. 3.14.

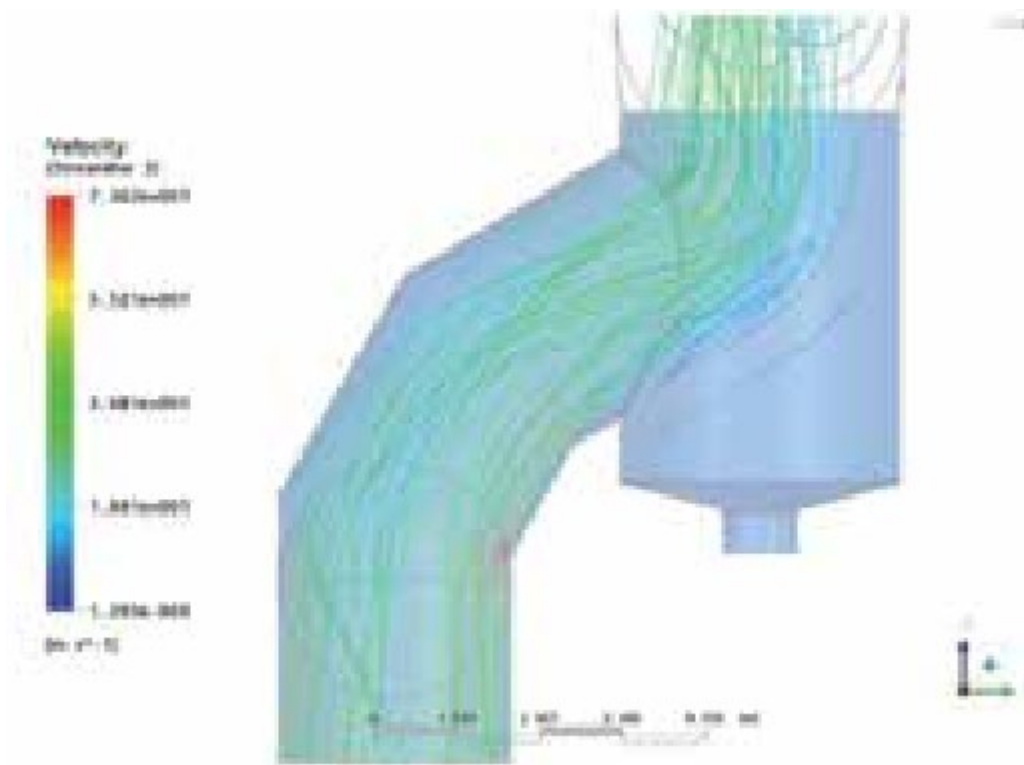


Рисунок 3.14 – Результати моделювання циркуляції потоку відпрацьованих газів в утилізаційному котлі

Тиск після всієї вихлопної системи також слід ретельно перевіряти, щоб забезпечити відсутність негативного впливу на основний двигун.

Якщо скрубери додані для виконання ІМО або місцевих правил регулювання викиду сірки в відпрацьованих газах головного двигуна, їх використання повинно бути розраховано з врахуванням параметрів тиску.

3.4 Особливості роботи головного двигуна та ВТУ у складі судової енергетичної установки

Байпас вихлопних газів з силової турбіною. Обвідний і турбінний канал вихлопних газів поставляються виробником разом у складі стандартної високоефективної версії головного двигуна без обвідного вихлопного газу, табл. 3.2

Таблиця 3.2 – Параметри при відкритому перепускному клапані вихлопних газів силової турбіни

Параметр	Значення
Доля відхідних газів, що йдуть через байпас, близько %	8...12
Зниження загальної кількості відхідних газів, %	13
Загальне підвищення середньої температури змішаного потоку після байпасу та головного двигуна	+50 °C
Загальна економія палива, г/(кВт год)	1,2...2,0

Обвід вихлопних газів без силової турбіни. Якщо пристрій має тільки парову турбінну, то обвідний випускний канал встановлюється з дросельним отвором. Параметри двигуна для цього показані в таблиці 3.3.

Оскільки при байпасуванні, вихлопні гази не надходять до силової турбіни газами, змішана температура вихлопних газів буде в залежності від режиму, збільшуватись приблизно на 15 °C, як зазначено в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Параметри при відкритому перепускному клапані вихлопних газів парового котла

Параметр	Значення
Доля відхідних газів, що йдуть через байпас, близько %	8...12
Зниження загальної кількості відхідних газів, %	13
Загальне підвищення середньої температури змішаного потоку після байпасу та головного двигуна	+65 °C
Загальна економія палива, г/(кВт год)	1,2...2,0

Утилізаційні газові котли та пара. Проаналізовані випробувані котли та системи парових турбін, базуються на системах одиночного та подвійного тиску пари. Можлива більша кількість рівнів тиску, як в стаціонарних електростанціях, але для морських установок системи одиночного та подвійного тиску є нормальним розповсюдженим стандартом.

Парова система з одноконтурною системою. Проста система парового одноконтурного тиску використовує тільки теплоту вихлопних газів, див. схему процесу на рис. 3.15. Також може використовуватися паровий котел з опалювального котла замість окремого парогенератору.

Система єдиного рівня тиску пари є менш складною і легкою в експлуатації, але можлива ефективність загальної схеми парів (вихлопні котли та парові турбіни) буде меншою, ніж найпоширенішої паросилової система подвійного тиску.

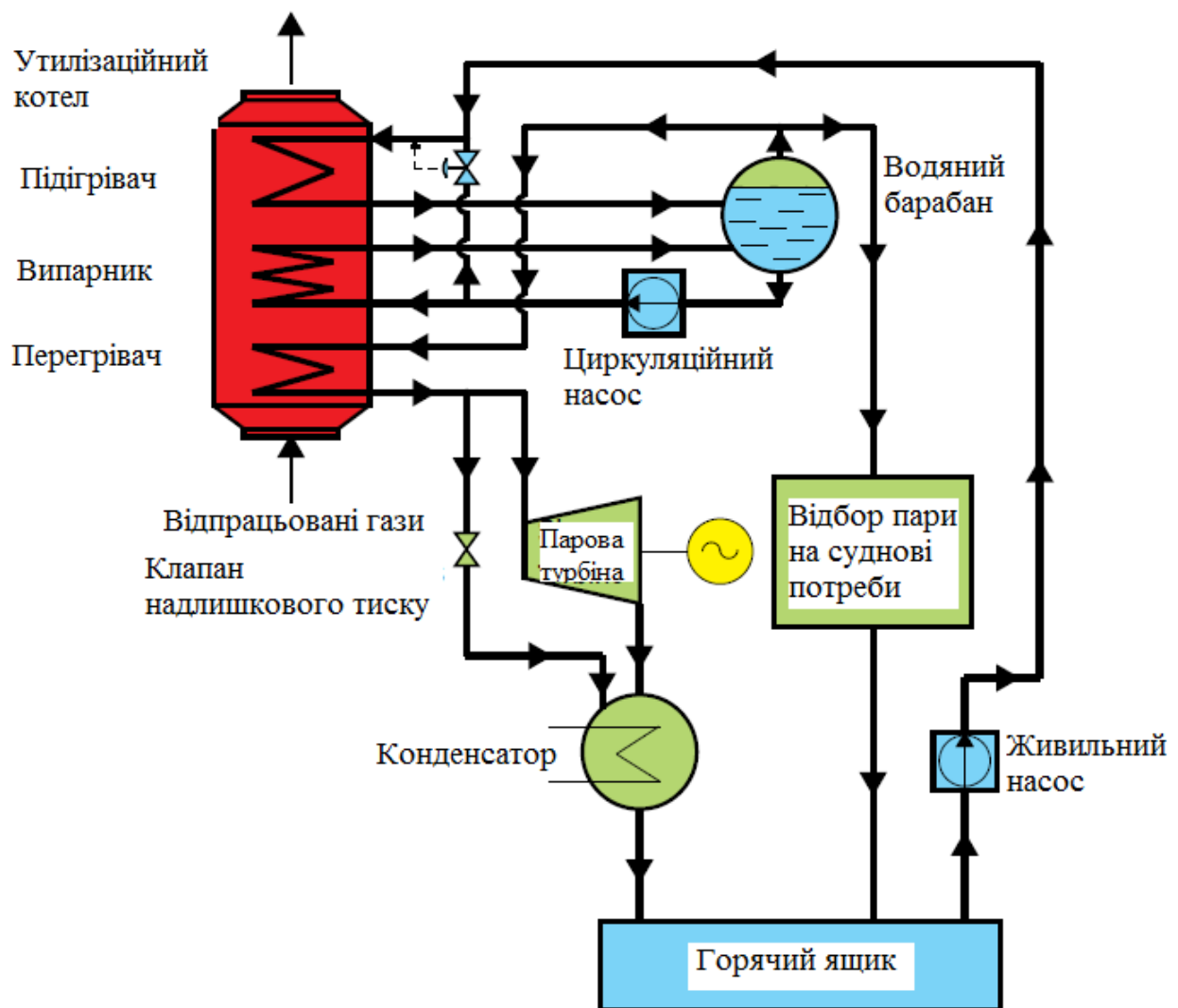


Рисунок 3.15 – Схема утилізаційної парової однорівневої установки

При використанні парової системи подвійного тиску неможливо встановити секцію попереднього нагрівача низького тиску відпрацьованих газів у котлі для вихлопних газів, оскільки інакше температура на виході з котла вихлопних газів буде надто низькою і збільшиться ризик сильного (жирного) випадіння копоти на трубах котлів. Занадто низька температура на виході з котла вихлопних газів може призвести до корозії у вихлопних трубах при роботі на звичайному важкому паливі (HFO) із збільшеним вмістом сірки.

Тому більш складна парова система подвійного тиску потребує додаткових джерел вилучення відпрацьованого тепла (водонагрівача і теплоти стиснутого повітряне) яке використовується для попереднього підігріву живильної води, що

дозволить збільшити виробничу потужність пари та електроенергії ВТУ, див. схема на рис. 3.16.

Якщо для попереднього розігрівання живильної води не використовуються інші джерела нагріву, пара низького тиску (LP) може використовуватися для попереднього нагрівання живильної води, що дозволяє досягти приблизно 16 % зменшення загальної кількості витрати пари.

Наявна перегріта пара, що використовується для парової турбіни, дорівнює надлишковій парі після вирахування насиченої пари, необхідної для підігріву.

Котли для вихлопних газів повинні бути спроектовані таким чином, щоб ризик випадання сажі та пожеж було мінімальним. Для вихлопних котлів трубного типу, які є типовими котлами та зазвичай використовуються для ВТУ, додатково рекомендується встановити байпас, що дозволяє відводити вихлопні гази, що обходять котел вихлопних газів, коли навантаження двигуна менше 30% SMCR, або у випадку інших несправностей парової системи. Сьогодні подвійна система тиску пара є більш-менш стандартною для суден, що використовують ВТУ.

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
						57
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

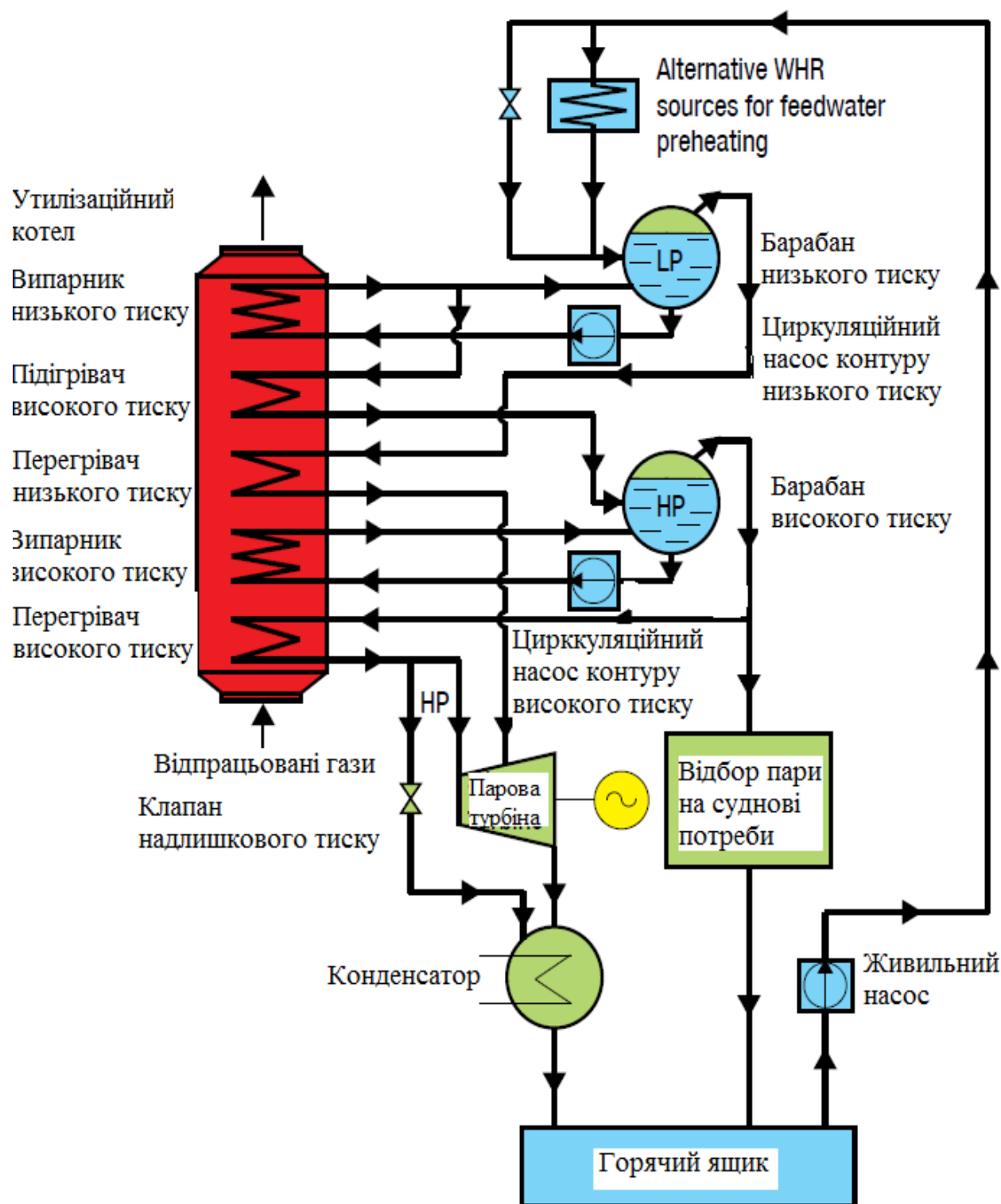


Рисунок 3.16 – Схема утилізаційної парової дворівневої установки

Залежність кількості відновленої потужності можна бачити на рис. 3.16, для тропічних, ISO, та для арктичних умов плавання. У таблиці 3.4 наведені округлені значення потенціалу установки ВТУ - залежно від вибраного типу ВТУ для виробництва електричної потужності.

Таблиця 3.4 – Ефективність тепло утилізаційних установок різного типу

Тип утилізаційної установки	Потужність, % потужності ГД
Установка з силовою турбіною	3...5
Паротурбінна установка з одним рівнем тиску пари,	4...7
Паротурбінна установка з двома рівнями тиску пари	5...8
Комбінована водо парова тепло утилізаційна установка	8...11

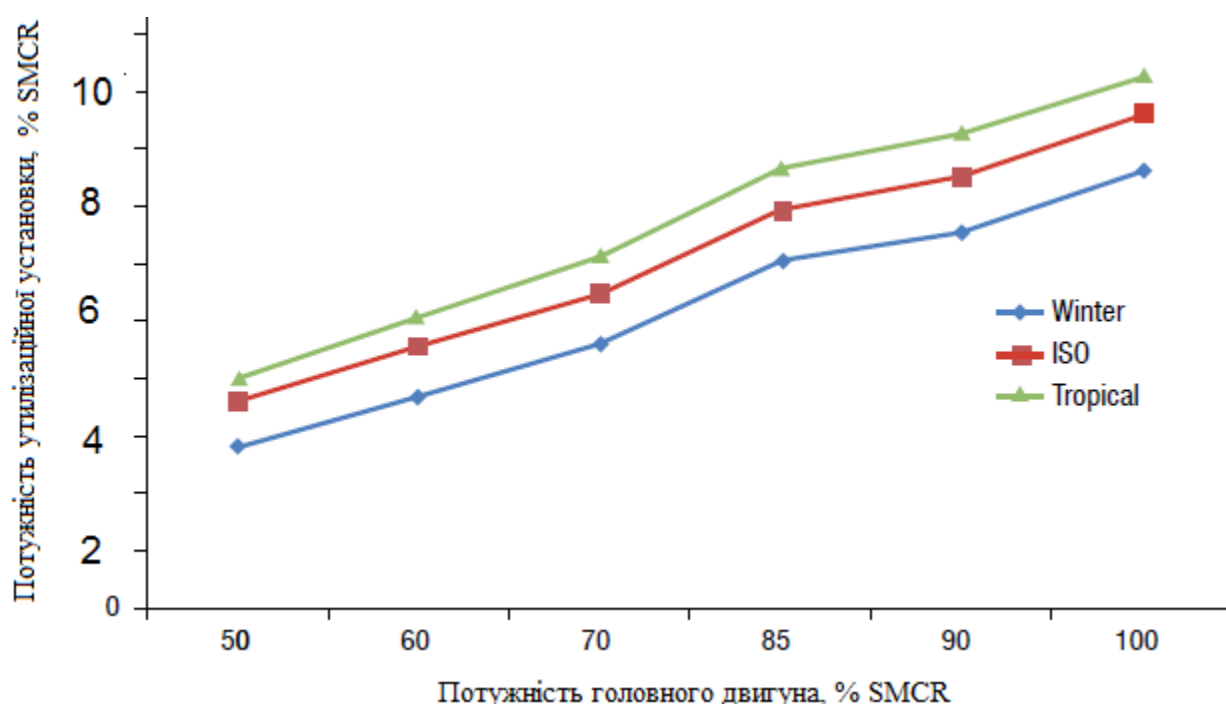


Рисунок 3.16 – Кількість відновленої потужності

(Головний двигун MAN 10S90ME-C9.2, потужність 48510 кВт, байпасовано 11,6% відпрацьованих газів, доля відновленої потужності 8,6% при 90% SMCR, витрата пари: 1.0 тонна/год)

Тип судна, розмір, діапазон швидкості, тип головного двигуна, його особливості, робочі параметри, електрична потужність, необхідна у морі, потреба в електричній потужності на судні (РТІ) та/або зняття потужності (РТО), наміри щодо використання відновленої енергії відпрацьованих газів, використання електричної

потужності при різних режимах роботи валогенератора, необхідна кількість пари на морі, умови плавання (тропічні, ISO та арктичні) та деякі інші фактори.

Виробництво додаткової потужності 8-10 % від потужності головного двигуна еквівалентно зниженню питомої витрати палива суднової енергетичної установки до:

$$g_e^m = \frac{g_e \times Ne}{Ne + Nut} = \frac{0,182 \times 9957}{9957 + 900} = 0,167 \text{ кг/(кВт год)}$$

Заниження питомої витрати палива дозволить досягти підвищення ефективності експлуатації енергетичної установки судна «НВ ТАВАQUI».

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Вступ

Судно, в зв'язку з наявністю на ньому різного устаткування і механізмів, являє собою об'єкт підвищеної небезпеки зі значною кількістю небезпечних та шкідливих факторів, що впливають на умови праці. Тому при конструюванні сучасних морських суден, охороні праці приділяється багато уваги оскільки праця на судні має високий ступінь небезпеки і ризику, адже йдеться про найдорожчу суспільну цінність – здоров'я і життя людей.

4.1 Нормативно-правова та законодавча база охорони праці на судах

Міжнародна морська організація ІМО (International maritime organization, ІМО) - спеціалізована установа Організації Об'єднаних Націй. Основним напрямком діяльності є забезпечення механізму міжурядового співробітництва у вирішенні питань торговельного мореплавання: забезпечення безпеки на морі, запобігання забруднення з суден та боротьба з ним; спрощення формальностей; надання технічної допомоги.

Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі 1974 р., СОЛАС-74 (International Convention for the Safety of Life at Sea, SOLAS-74) містить консолідований текст Конвенції СОЛАС-74. Основне завдання Конвенції СОЛАС - визначення мінімальних стандартів з конструкції, устаткування та безпеки плавання суден [9].

Україна - учасник Конвенції. Міжнародна конвенція по охороні людського життя на морі 1974 р. є найважливішим із всіх міжнародних договорів, що відносяться до безпеки торгових суден. Перший варіант був створений в 1914 р.,

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		61

другий і подальші у 1929, 1948, 1960 роках, відповідно. Основне завдання Конвенції СОЛАС - визначення мінімальних стандартів по конструкції, устаткуванню й безпеці плавання судів. Згідно Конвенції, кожне судно підлягає огляду з боку посадових осіб уряду або визнаною ним Організацією. Огляду, зокрема, підлягають корпус і механізми судна, рятувальні засоби і постачання суден, їх радіоустановки і станції радіолокацій. Судно та його устаткування повинні підтримуватися в стані, що відповідає вимогам Конвенції і що гарантує придатність для виходу в море без небезпеки для судна або людей, що знаходяться на борту.

Згідно СОЛАС (Правило 21), кожен уряд зобов'язується проводити розслідування будь-якої аварії, що відбулася з будь-яким з його суден. Інформацію про результати такого розслідування повинні передавати в ІМО. Держави-учасники зобов'язалися застосовувати вимоги конвенції й Протоколу до суден держав, що не є їх учасниками, з метою того, щоб такі судна не опинилися в сприятливішому положенні, ніж їх власні.

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

1. Правила технічної експлуатації судового електрообладнання;
2. Правила техніки безпеки на суднах морського та річкового флоту України.
3. Правила технічної експлуатації морських і річкових суден (Суднові конструкції та суднові технічні засоби. Газові турбоагрегати. Котли парові та водогрійні. Електрообладнання. Допоміжні суднові технічні засоби).

ПДМНВ-78/95 (International Convention on Standards of Training, Certification and Watchkeeping for Seafarers, STCW-78/95) - Міжнародна конвенція про підготовку та дипломування моряків та несення вахти.

Функції, що відносяться до аварійних ситуацій, охорони праці, медичному підходу, виживанню знаходяться в наступних розділах ПДМНВ.

Розділ А-VI/1. Для всіх моряків, до виконання своїх обов'язків на судні, відповідно до розділу А-VI/1 Кодексу ПДМНВ-95 обов'язкова ознайомлювальна підготовка:

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
						62
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- уміння спілкуватися (знання мови, маркування на суднах);
- знання, що робити при падінні людини за борт;
- знання, що робити при виявленні пожежі або диму;
- знання, що робити при сигналі про пожежу або залишенні судна;
- знання місць збору й посадки, шляхів евакуації;
- уміння використовувати рятувальні жилети й знання місць їхнього зберігання;
- уміння оголосити тривогу й використовувати вогнегасники;
- уміння надати невідкладну медичну допомогу при нещасному випадку;
- уміння відкривати й закривати протипожежні й водонепроникні двері й закриття;

та початкова підготовка:

- способи особистого виживання;
- протипожежна безпека й боротьба з пожежею;
- надання першої медичної допомоги;
- особиста безпека й суспільні обов'язки.

Кожна підготовка повинна підтверджуватися кожні п'ять років.

МКУБ – Міжнародний Кодекс по управлінню безпечною експлуатацією суден і запобіганням забрудненню (International Safety Management Code, ISM Code). метою даного Кодексу полягає в забезпеченні міжнародного стандарту по управлінню безпечною експлуатацією суден і запобіганням забрудненню. Включений в СОЛАС-74 в 1994 р. МКУБ є застережливим документом, направленим на те, щоб відхилення від стандартів, які можуть так чи інакше вплинути на безпеку на морі, були заздалегідь виявлені й зроблені дії, які попередять їх розвиток. Відповідно до Кодексу, кожна компанія має розробляти, запроваджувати й підтримувати системи управління безпекою (СУБ). У МКУБ наводять рекомендації компаніям забезпечити належну кваліфікацію капітана, комплектування судна кваліфікованими, такими, що мають відповідні сертифікати

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
						63
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

й придатними в медичному відношенні моряками відповідно до національних і міжнародних вимог.

У СУБ, вживаною на суднах, повинно бути вказано, що капітан має надзвичайні повноваження, відповідальність і свободу дій відносно рішень, які він вважає якнайкращими на користь забезпечення безпеки пасажирів, екіпажа, судна, вантажу і попередження забруднення навколишнього середовища. Відсутність Сертифікату по МКУБ автоматично переводить компанію в розряд аутсайдерів. Вона випадає з міжнародного судноплавства, не підтвердивши якість своїх послуг і відповідність стандартам безпеки.

4.2 Небезпечні фактори

Судно у цілому в зв'язку з наявністю на ньому різного устаткування і механізмів являє собою об'єкт підвищеної небезпеки зі значною кількістю небезпечних і шкідливих факторів, що впливають на умови праці на судні.

Особливо небезпечним ділянкою праці є машинно-котельне відділення, де можливі наступні небезпечні та шкідливі фактори:

Небезпечні:

- машини, що рухаються, механізми, частини обладнання;
- небезпека ураження електричним струмом;
- термічні опіки;
- небезпека вибуху;
- небезпека виникнення пожежі

Шкідливі:

- підвищений рівень шуму;
- підвищена запиленість і загазованість;
- недостатня освітленість
- порушення метеумов в машинно котельному відділенні;
- підвищений рівень вібрації.

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

4.2.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, які мають місце під час експлуатації, ремонту та технічного обслуговування паливної системи головного двигуна Wärtsilä 6RT-flex 50

Машини, що рухаються, механізми, частини обладнання. Небезпека цього фактора полягає у травматизмі вахтового персоналу у зв'язку зі здійсненням різних рухів машинами, обладнанням, що знаходиться в приміщенні судна. У проекті судна передбачаються наступні міри безпеки: установка огорожень, установка запобіжних захисних засобів, призначених для автоматичного відключення агрегатів і машин, блокувальні пристрої, що виключають можливість проникнення людини в небезпечну зону, пристрої що сигналізують, що дають інформацію про роботу обладнання, а також про небезпечні і шкідливі фактори, що при цьому виникають, системи дистанційного керування, яким притаманне здійснення контролю і регулювання роботи обладнання здійснюється з ділянок, віддалених від небезпечної зони. В відповідності з ГОСТ 24166-80 ці параметри витримуються.

Електричний струм. На сучасних судах весь судновий екіпаж, а не лише фахівці-електромеханіки, пов'язаний з обслуговуванням електроустаткування і різних електричних приладів. Для підвищення безпеки праці на морських судах важливо, щоб кожен член екіпажа, незалежно від його спеціальності, добре орієнтувався в питаннях електробезпеки. За допомогою аналізу травматизму на флоті можна визначити наступні основні причини нещасних випадків від дії електричного струму: дотик або наближення на небезпечну відстань до неізольованих токоведучих частин електроустаткування; поява напруги на нетокведучих металевих частинах електроустаткування (на корпусах електромашин, верстатів і ін.) в результаті пробією ізоляції, пошкодження заземлюючих і відключаючих пристроїв; помилкове включення мережі, з токоведучими частками якою працювали люди; виникнення крокової напруги на поверхні землі в зоні розтікання струму; зниження опору ізоляції токоведучих частин, своєчасно не виявлене унаслідок незадовільного контролю технічного стану; низька трудова дисципліна і порушення правил техніки безпеки.

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		65

Забезпечення недоступності частин, що знаходяться під напругою для випадкового дотику, усунення небезпеки поразки при появі напруги на корпусах, кожухах; захисне заземлення, занулення, захисне відключення; використання низької напруги; вживання подвійної ізоляції ГОСТ 12.1.030 – 81. ССБТ.

Небезпека вибуху. Під час роботи ДВЗ, рульової машини, гідронасосів та при проведенні ремонтних робіт можливе виділення значної кількості масляного туману, який при значній концентрації може спричинити небезпеку вибуху. Вибух представляє велику небезпеку для членів екіпажу, тому кожен з них повинен знати властивість речовин та механізм виникнення і розвиток процесу горіння та вибуху. У якості джерела ініціювання можуть бути нагріті тіла, електричні розряди, теплові прояви хімічних реакцій та механічної дії, іскри від удару і тертя, ударні хвилі. Компресорні установки належать до виробничого обладнання, яке при порушенні норм монтажу і експлуатації може створювати велику небезпеку. Вибух компресорної установки супроводжується, як правило, значними руйнуваннями і людськими жертвами. Тому екіпаж судна має чітко і своєчасно виконувати свої обов'язки, та притримуватись техніки безпеки. Нормативні вимоги до вибуху регулюються ГОСТ 12.1.044 .

Небезпека виникнення пожежі. Утворення пожеж на суднах має свою специфіку внаслідок архітектурно-конструктивних і технологічних особливостей будівництва, та істотно відрізняється від пожеж у будівлях і спорудах. При пожежі на суднах частіше спостерігаються явища, що характеризують високу швидкість поширення небезпечних факторів пожежі та зумовлюють винятковість і складність евакуації людей. Під час пожежі на суднах спостерігається швидша теплопередача від осередку пожежі в суміжні приміщення, ніж у будівлях, унаслідок високої теплопровідності металевих конструкцій або руйнування в процесі нагрівання конструкцій із легких сплавів (пластмас). Переважно пожежа виникає в одному з приміщень (каюті, салоні, коморі) і деякий час розвивається непомітно.

Найчастіше пожежа на суднах виникає у житлових і службових приміщеннях, а також у машинних відділеннях через необережне користування вогнем, несправність обладнання, порушення правил технічної експлуатації енергетичних

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		66

установок та протипожежних вимог. Важливим кроком у напрямку забезпечення пожежної безпеки суден був розроблений фахівцями УкрНДІПБ МНС України нормативний акт НАПБ Б 01.010-2007 **Правила пожежної безпеки для суден**, затверджений наказом МНС України від 29.03.2007 за № 191 та зареєстрований в Міністерстві юстиції України 16.04.2007 за № 373/13640. Міжнародний кодекс з систем пожежної безпеки (ІМО, MSC 98 (73)); Особлива потреба в таких Правилах визначена в процесі досліджень, вивчення та аналіз чинних нормативних документів суднобудівної галузі, що регламентують вимоги пожежної безпеки [10].

4.2.2 Шкідливі фактори в машинному відділенні

Підвищений рівень вібрації та шуму. Систематичний вплив вібрацій машино котельному відділенні (ГД, ДГ, валопроводу і т.д.) може бути причиною вібраційної хвороби. Відповідно до ДСТ 121012-78 норми по обмеженню загальних вібрацій (підлоги, сидінь і т.п.) встановлюють величину логарифмічного рівня коливальної швидкості в основних діапазонах середньо геометричними значеннями: 2, 4, 8, 16, 32 Гц, а норма по обмеженню локальної вібрації в октавних смугах частот із середньо геометричними значеннями: 16, 32, 63, 125, 250, 500, 1000 Гц (гігієнічні норми встановлені для тривалості робочої зміни 8 годин.). Власні частоти більшості внутрішніх органів людини 6...9 Гц, голови 25...30 Гц.

Джерелом шуму на судні є головний двигун, дизель-генератори, допоміжні механізми, вентилятори та т.п. Для зниження шуму застосовують кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі. Обслуговуючий персонал МВ забезпечується засобами індивідуального захисту. Для зниження вібрації машини встановлюють на амортизатори, застосовують звуковбирні матеріали. Обслуговуючий персонал забезпечується ковдрами, антивібраційними рукавицями. Джерелами теплових випромінювань є нагріті поверхні машин, механізмів, устаткування, трубопроводів, радіостанції. Інтенсивність теплового випромінювання, що допускається, 350...500 Вт/м . Навколо працюючих механізмів у МВ виникають шкідливі теплові, електромагнітні й інші випромінювання. Джерелами шкідливих випромінювань є: нагріті поверхні машин і трубопроводів,

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		67

радіостанція, радіолокаційні станції. Для захисту персоналу застосовують герметизацію та теплоізоляцію механізмів, машин, паропроводів та газоходів.

Рівні шуму в МВ сучасних судів знаходяться в межах 105 - 117 дБ. Існують тимчасові і перехідні норми, згідно яких для захисту від дії шуму варто обмежувати час перебування в зонах дії шуму і застосовувати індивідуальні засоби захисту. Вушні вкладиші послабляють рівень шуму на 20 дБ, навушники - на 30 дБ, спільне застосування - на 35 дБ.

Кодексом передбачається обов'язкове застосування попереджувальних написів у входів до приміщення, для яких рівень шуму перевищує 85 дБ. На території з підвищеним рівнем шуму персонал має носити захисні навушники, які мають ізолювати вухо від негативного та небезпечного впливу шуму та вібрації. Для зниження шуму застосовують кожухи, глушники, звукоізоляцію, пружні ущільнювачі. Припустимий рівень широко-смугового шуму на робочих місцях регламентується ГОСТ 12.1.003-83.

Підвищений рівень електромагнітних випромінювань . Для захисту від впливу електромагнітних полів, створених антенами, генераторами, розподільними щитами, застосовують різні екрани, що відбивають чи поглинають електромагнітні випромінювання, використання засобів індивідуального захисту - комбінезони і халати з металізованої тканини. Рівні припустимого електромагнітного опромінення визначені ДСТ 121006-76 «Електромагнітні поля радіо частот». Загальні вимоги безпеки . Як уже було зазначено, судно належить до нового покоління, на усіх небезпечних зонах були передбачені відповідні етапи захисту від електромагнітних випромінювань.

Підвищена запиленість і загазованість. З основних забруднень, що можуть бути присутні у МВ - вуглеводні, сірчаний і сірчистий ангідрид, монооксид вуглецю і оксид азоту (IV) з концентрацією, що перевищує гранично допустиму концентрацію (ГДК) , спричиняють виражений вплив на організм людини. Деякі з них, такі як оксиди азоту впливають на центральну нервову та кровоносну систему, вступаючи в реакцію з гемоглобіном, викликають запаморочення, слабкість, нудоту. Діоксид азоту має подразнюючу дію, уражаючи органи дихання.

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		68

Вуглекислий газ в концентрації більше 1 % викликає задишку, при концентрації 25 % – явище наркозу, що супроводжується пригніченням дихального центру та центральної нервової системи.

Захист від підвищеної запиленості і загазованості – вентиляція, а також газо та пиловловлюючі засоби індивідуального захисту й устаткування. Наявність шкідливих речовин в робочій зоні регламентується ДСТУ 12.1.005 –88. Нормативний документ, який регламентує параметри загазованості в приміщеннях є ДСТУ 2456 –94 .

Температура повітря, вологість, швидкість повітря.

Серед шкідливих факторів, яким протидіє вентиляція можна виділити: температура, вологість та швидкість повітря і підвищена запиленість та загазованість робочої зони виробничих приміщень, які повинні оцінюватися відповідно до вимог санітарних правил і норм СанПіН 2.2.4.548-96 «Гігієнічні вимоги до мікроклімату виробничих приміщень»

Нормативними документами, що регламентують параметри мікроклімату для робочої зони виробничих приміщень, є ГОСТ 12.1.005-88 та ДСН 3.3.6.042-99. В основу принципів нормування цих параметрів покладено диференційну оцінку оптимальних та допустимих метеорологічних умов у залежності від категорії робіт, періоду року та виду робочих місць.

Підвищена температура повітря в робочому приміщенні викликає швидку стомлюваність організму, перегрів. Це веде до зниження працездатності і може стати причиною травматизму. Низька температура може викликати місцеве чи загальне охолодження організму. Для підтримки нормальної температури передбачається вентиляція з підігрівником і охолоджувачем повітря. Для підтримки гарного самопочуття людей немаловажне значення має температура поверхонь огорожуючих приміщень. Вона повинна бути не нижче температури повітря в приміщенні більш ніж 6°C і не менше крапки роси. Нормування параметрів мікроклімату полягає у встановленні їх оптимальних або допустимих величин стосовно конкретних виробничих умов. Воно проводиться з урахуванням таких

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		69

характеристик: ступеня важкості виконуваної роботи; пори року; кількості надлишкового тепла, що надходить у робочу зону від устаткування.

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

4.2.3 Розрахунок приточно-витяжної вентиляції в машинно- котельному відділенні

Умови перебування у відсіку судна, що відповідають нормам і вимогам санітарних правил для морських суден до температури, повинні забезпечуватися системи вентиляції. У МВ передбачена екранізація теплообміну всього приміщення, яка сполучається з потоком повітря на робочому місці. Наведений розрахунок вентиляції машинного відділення був виконаний з метою визначення необхідної продуктивності системи кондиціонування, яка буде встановлюватися на судні. Продуктивність системи кондиціонування розраховується враховуючи максимальне тепловиділення в літню пору.

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

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

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
						70
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

$C_{п} = 1,01$ - питома теплоємність повітря, кДж/(кг×К);

Δt - різниця температур повітря в МВ і зовнішнього, згідно санітарним нормам: $\Delta t_{літо} = 8 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\Delta t_{зима} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

$\rho_{п}$ - щільність повітря при зовнішній температурі, кг/м³:

$$\rho_{п} = \frac{\rho_0}{1 + \frac{t_n}{273}}$$

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

t_n - температура зовнішнього повітря, приймається в залежності від району плавання судна по ГОСТ 24389-80, $^{\circ}\text{C}$.

Сумарні надлишкові тепловиділення в повітря працюючими механізмами, даного судна, визначаються за виразом:

$$EQ_{над} = Q_{ГД} + Q_{ДГ} - Q_{зв}$$

Надлишкове тепловиділення для ДВЗ визначається за формулою:

$$Q_{ГД} = K_3 \times g_e^{ГД} \times N^{ГД} \times Q_H^п \times m \times n, \text{ кДж/год,}$$

де $K_3 = 0,8$ – коефіцієнт завантаження головного двигуна;

$g_e^{ГД} = 0,174$ кг/(кВт×год) – питома витрата палива;

$N^{ГД} = 8250$ кВт – потужність головного двигуна;

$Q_H^п = 42700$ кДж/кг – нижня теплота згоряння палива;

$m = 0,013$ – частка тепловиділення у навколишнє середовище;

$n = 1$ – кількість головних двигунів.

$$Q_{ГД} = 0,8 \times 0,174 \times 8250 \times 42700 \times 0,013 \times 1 = 637476,8 \text{ кДж/год.}$$

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
						71
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Тепловиділення від допоміжних дизель генераторів обраховується за формулою:

$$Q_{ДГ} = K_3 \times g_e^{ДГ} \times N^{ДГ} \times Q_H^H \times m, \text{ кДж/год},$$

де $K_3 = 0,85$ – коефіцієнт завантаження дизель генераторів;

$g_e^{ДГ} = 0,192 \text{ кг/(кВт}\times\text{год)}$ – питома витрата палива;

$N^{ДГ} = 1654 \text{ кВт}$ – потужність дизель-генераторів ($2 \times 660 \text{ кВт} + 1 \times 334 \text{ кВт}$);

$Q_H^H = 42700 \text{ кДж/кг}$ – нижня теплота згоряння палива;

$m = 0,013$ – частка тепловиділення у навколишнє середовище.

$$Q_{ДГ} = 0,85 \times 0,192 \times 1654 \times 42700 \times 0,013 = 149839,7 \text{ кДж/год}.$$

Кількість тепла, яке сприймає забортна вода, обраховується за формулою:

$$Q_{ЗВ} = S \times \eta \times (t_{МВ} - t_{ЗВ}),$$

де $S = 2 \times L_M \times H = 2 \times 15 \times 20 = 600 \text{ м}^2$ – площа лівого та правого бортів, які відносяться до машинного відділення;

$\eta = 24 \text{ кДж/ м}^2 \text{ } ^\circ\text{С}$ – коефіцієнт розсіювання тепла;

$t_{МВ} = 38 \text{ } ^\circ\text{С}$ – температура у машинному відділенні згідно останніх вимог ІМО;

$t_{ЗВ} = 19 \text{ } ^\circ\text{С}$ – середня температура води за бортом судна.

$$Q_{ЗВ} = 24 \times 600 \times (38 - 19) = 273600 \text{ кДж}.$$

Сумарне надлишкове тепловиділення у машинному відділенні становить величину, яку обраховують за формулою:

$$\begin{aligned} EQ_{над} &= Q_{ГД} + Q_{ДГ} - Q_{ЗВ} = 637476,8 + 149839,7 - 273600 = \\ &= 513716,5 \text{ кДж}. \end{aligned}$$

Щільність повітря при зовнішній температурі $20 \text{ } ^\circ\text{С}$ буде:

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
						72
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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

Загальна кількість повітря, що подається в машинне відділення

$$L_{\Pi}^{\text{літо}} = \frac{513716,5}{1,01 \times 1,204 \times 8} = 52806,3, \text{ м}^3/\text{год}$$

$$L_{\Pi}^{\text{зима}} = \frac{513716,5}{1,01 \times 1,204 \times 25} = 16898,1, \text{ м}^3/\text{год}$$

Кратність циркуляції для літа та зими становить:

$$n_{\text{літо}} = \frac{L_{\Pi}^{\text{літо}}}{V_M}$$

$$n_{\text{літо}} = \frac{L_{\Pi}^{\text{літо}}}{V_M}$$

де V_M – об'єм машинного відділення, який приблизно дорівнює:

$$V_M = s \times H_{\text{суд}} = 636 \times 21,9 = 8586 \text{ м}^3$$

де $H_{\text{суд}} = 13,5$ м – висота борту судна до верхньої палуби [розділ 1].

Тоді кратність циркуляції для літа та зими буде:

$$n_{\text{літо}} = \frac{52806,3}{8586} \approx 6,15 \text{ год}^{-1}$$

$$n_{\text{зима}} = \frac{16898,1}{8586} \approx 1,97 \text{ год}^{-1}$$

Даний повітрообмін дозволяє витримувати нормативні документи, що регламентують параметри мікроклімату для робочої зони виробничих приміщень, ГОСТ 12.1.005-88 та ДСН 3.3.6.042-99.

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
						73
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

4.3 Заходи безпеки під час технічного обслуговування та ремонту

ГОЛОВНОГО ДВИГУНА

Устаткування й пристрої, а також їх розташування на нових судах, що вводяться в експлуатацію, повинні відповідати діючим Вимогам техніки безпеки до загального розташування, пристроїв і устаткування морських суден.

При виконанні суднових робіт члени екіпажу зобов'язані користуватися спецодягом, спецвзуттям і запобіжними пристосуваннями (касками, окулярами, рукавицями, протигазами тощо).

У несправному або забрудненому спецодязі й спецвзутті члени екіпажу до роботи не допускаються.

Адміністрація судна повинна стежити за регулярною заміною та забезпеченням регулярного прання та ремонту спецодягу й спецвзуття.

Адміністрація судна повинна стежити за тим, щоб:

а) усі частини устаткування, що рухаються, (працюючого постійно або епізодично), а також відкриті отвори в устаткуванні, через які в процесі експлуатації можуть виділятися полум'я, гарячі гази, пил, промениста теплота та ін., були надійно огорожені;

б) усі прорізи палуби й розташовані на висоті відкриті поверхні (майданчики на рострах і щоглах, містки та ін.), а також постійні робочі місця висотою від 500 мм і вище (майданчики керування, спостереження та ін.), на яких доводиться виконувати тривалу або періодичну роботу, мали надійні леєрні огороження згідно з Вимогами техніки безпеки до загального розташування, пристроїв і устаткуванню морських суден.

Необхідно стежити за тим, щоб усі органи управління, горловини цистерн і запірні пристрої паливної, масляної, водяної і інших суднових систем мали чіткі написи або знаки, що визначають їх призначення. Усі вентиля, клапани й клинкетти повинні мати покажчики напрямку «Відкрито» і «Закрито». Забороняється користуватися органами управління, що не мають фіксуючих пристроїв, які виключають їх мимовільне зсування та переміщення.

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
						74
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Провертання гребних гвинтів можна виконувати тільки з дозволу вахтового помічника капітана, який, перш ніж дати дозвіл, повинен переконатися в тому, що в районі гребних гвинтів чисто.

До початку провертання гребних гвинтів з обох бортів судна повинні бути вивішені попереджуючі знаки з написами на англійській мові «Бережися гребного гвинта, що обертається» [11].

Перед пуском механізмів або пристроїв необхідно:

- відповідно до інструкції з обслуговування переконатися в справності устаткування й арматури, аварійно-попереджувальної сигналізації й засобів захисту, а також у відсутності на і біля механізмах сторонніх предметів;
- попередити людей, що знаходяться поблизу механізмів і устаткування, про майбутній пуск.

На працюючих машинах і механізмах забороняється:

- кріпити гайки й вибирати слабіну в системах руху;
- заміряти зазори;
- чистити й обтирати частини, що рухаються, а також виконувати змащення тертьових частин вручну,
- без спеціальних пристосувань, призначених для забезпечення безпеки при змащенні (шприців, мазничок та ін.);
- виконувати будь-які ремонтні роботи;
- виконувати інші небезпечні роботи на ходу судна, які можуть привести до травматизму.

Запасні частини, пристосування й реманент повинні бути надійно закріплені у своїх гніздах. Їх кріплення потрібно оглядати й перевіряти щоразу після виконання робіт для яких вони використовувалися, а також перед виходом судна в море.

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
						75
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

У ході підготовки та написання даного дипломного проекту було проаналізовано конструктивні особливості двотактного малообертового двигуна Wärtsilä 6RT-flex 50, проведено аналіз робочого процесу та сучасних напрямів його вдосконалення. В результаті проведеного аналізу було встановлено, що завдяки створенню сучасної концепції фірмою виробником та використанню оригінальних технічних рішень дає можливість двигуну широко застосовуватися на судах.

Проте, завжди актуальною для двигунів внутрішнього згоряння лишатиметься проблема підвищення їх ефективності. Одним зі шляхів вирішення цієї проблеми є використання утилізаційних установок. Перевагами такого способу утилізації є можливість використання прямоточного котла, відсутність корозії елементів системи, можливість використання турбін з низькою частотою обертання. Найбільшим недоліком прийнято вважати необхідність забезпечення високої надійності системи та високі масогабаритні показники.

Використання таких систем дозволяє додатково виробляти 3-5 МВт потужності, що зменшує питому витрату палива з 0,171 до 0,154 кг/(кВт год).

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
						76
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Vessel Finder: НВ TAMBAQUI Bulk Carrier, IMO 9555785 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.vesselfinder.com/ru/vessels/details/9555785>
2. Wartsila [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.wartsila.com/media/news/01-10-2007-upgraded-wartsila-rt-flex50-engines>
3. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми газодизельного двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ». // Доценко С.М., Бельський Ф.В.- Первомайськ ППІ НУК, 2013. – 52с.
4. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми бензинового двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ». // Доценко С.М., Бельський Ф.В.- Первомайськ ППІ НУК, 2013. – 52с.
5. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу дизельного двигуна на альтернативних видах рідкого палива з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння». // Доценко С.М.– Первомайськ: ПФ НУК, 2021 - 50 с.
6. Методичні вказівки до виконання розрахунку робочого процесу, теплового балансу, теоретичної та дійсної індикаторної діаграми газового двигуна з дисципліни «Теорія ДВЗ». // Доценко С.М., Бельський Ф.В., Гірікович В.С.- Первомайськ ППІ НУК, 2010. – 52с.
7. Методичні вказівки до виконання практичної роботи розрахунок робочого процесу дизельного двигуна з дисципліни «Теорія двигунів внутрішнього згоряння» // Доценко С.М., Діденко О.В - Первомайськ ППІ НУК, 2012. – 36с.
8. Jouhara, H. Waste heat recovery technologies and applications [Text] / Hussam Jouhara, Navid Khordehgah, Sulaiman Almahmoud, Bertrand Delpech, Amisha Chauhan, Savvas A. Tassou // Thermal Science and Engineering Progress/ – Volume 6, June 2018, Pages 268-289.
9. A review of modified Organic Rankine cycles (ORCs) for internal combustion engine waste heat recovery (ICE-WHR) [Text] / Lingfeng Shi, Gequn Shu, Hua Tian,

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		77

Shuai Deng // Renewable and Sustainable Energy Reviews. –Volume 92, September 2018, Pages 95-110.

10. Exergy based model predictive control of an integrated dual fuel engine and a waste heat recovery system [Text] / C.R. Reddy, V. Bonfochi Vinhaes, J.D. Naber, R.D. Robinett III, M. Shahbakhti // Control Engineering Practic. – Volume 135, June 2023, 105510 p.

11. MAN ES [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.man-es.com/discover/the-status-of-the-maritime-energy-transition>

12. MAN Energy Solutions and Orcan Energy agree to collaborate [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.wartsila.com/media/news/01-10-2007-upgraded-wartsila-rt-flex50-engines>

					ПННІ НУК 131.61.23.26.ПЗ	Аркуш
						78
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		