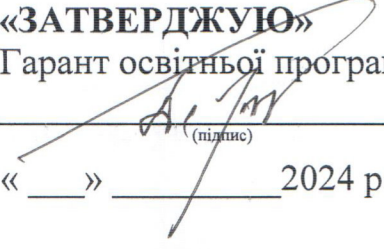


Первомайськ - 2024 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
спеціальність 131 – «Прикладна механіка»
освітня програма «Технології енергетичного машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми


(підпис)
« ____ » _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

Студенту Бедринець Тетяна Миколаївна

1. Тема роботи: «Підвищення ефективності головного двигуна HYUNDAI - B&W 10K98MC-C контейнеровоза «СМА CGM Blue Whale» шляхом утилізації тепла вторинних енергоресурсів».

Керівник роботи к.т.н. Галинкін Ю.М.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 09.09.2024 за № 52.

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедру 25.11.2024 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 10 ДКРН 98/266 з потужністю $N_e = 57200$ кВт.

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

Вступ. 1. Загальна характеристика судна та його силової установки. 2. Тепловий розрахунок головного двигуна. 3. Економічний розділ. Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Загальний вигляд судна (СК). 2. Поперечний переріз двигуна (СК). 3. Утилізаційна схема двигуна (СХ). 4. Модуль турбіна-генератор компресор (СК).

6. Консультанти роботи

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

7. Дата видачі завдання «09»вересня 2024 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

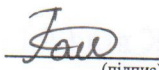
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи
1	Вступ.	16.09.2024
2	Загальний розділ.	23.09.2024
3	Конструкторський розділ.	07.10.2024
4	Науковий розділ.	28.10.2024
5	Охорона праці та навколишнього середовища.	18.11.2024
6	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі.	25.11.2024
7	Оформлення кваліфікаційної роботи	09.12.2024

Студент


(підпис)

Бедринець Т.М.

Керівник
роботи


(підпис)

к.т.н. Галинкін Ю.М.

Анотація

Представлений дипломний проект містить у собі 81 сторінки, 38 рисунки, 5 таблиць. При підготовці проекту було використано 12 джерел інформації.

У дипломному проекті пропонується використати тепло вторинних енергетичних ресурсів головного двигуна для вироблення додаткової електричної потужності в утилізаційній установці, що працює на діоксиді вуглецю за транскритичним циклом Ренкіна.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, утилізація тепла, діоксид вуглецю, утилізація, ефективність

Abstract

The diploma project includes 81 pages, 38 drawings, 5 tables. At design preparation it has been used 12 information source.

In the thesis project is proposed to use the heat energy of the secondary main engine to generate additional electricity utilization in the plant, which runs on carbon dioxide Rankine cycle for transkrytychnym.

Keywords: internal combustion engines, heat utilization, low-carbon dioxide, utilization, efficiency

ЗМІСТ

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ.....	5
1.1 Опис судна	5
1.2 Склад енергетичної установки.....	5
1.3 Опис конструкції головного двигуна.....	6
1.4 Системи головного двигуна	15
РОЗДІЛ 2. УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ ДВИГУНА.....	30
2.1 Утилізаційний потенціал суднових двигунів	30
2.2 Способи утилізації тепла суднових двигунів	31
2.2.1 Системи глибокої утилізації теплоти випускних газів дизелів.....	31
2.2.2 Використання енергії вихлопних газів в силових газових турбінах	37
2.2.3 Цикл Ренкіна з низькокиплячими рідинами.....	41
РОЗДІЛ 3. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОГО ДВИГУНА.....	43
3.1 Метод Гриневецького – Мазінга	43
3.2 Розрахунок робочого циклу двигуна	44
3.3 Розрахунок теплового балансу двигуна.....	55
РОЗДІЛ 4. ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ШЛЯХОМ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА В УСТАНОВЦІ З ВИКОРИСТАННЯМ НИЗЬКОКИПЛЯЧОГО РОБОЧОГО ТІЛА	59
4.1 Цикл Ренкіна.....	59
4.2 Робоче тіло утилізаційного циклу	61
4.3 Силові установки з діоксидом вуглецю.....	63
4.4 Особливості конструкції компресору	66
4.5 Особливості запуску установки.....	67
4.6 Розрахунок утилізаційного циклу	68
РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	73
5.1 Заходи безпеки під час технічного обслуговування та ремонту малообертових двигунів, що працюють на зрідженому газовому паливі.....	73
5.2 Безпека екіпажу в надзвичайних ситуаціях.....	74
ВИСНОВКИ.....	79
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	80

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ			
Вим..	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Бедринцев Т.М.			Підвищення ефективності головного двигуна HYUNDAI – B&W 10K98MC–С контейнеровоза «СМА CGM Blue Whale» шляхом утилізації тепла вторинних енергоресурсів	Лит.	Лист	Листов
Перевір.		Галинкін Ю.М.					3	81
						61-ТЕМмаг-23з		
Н. Контр.		Галинкін Ю.М.						
Затв		Нестеренко В.В.						

ВСТУП

Сучасні двигуни внутрішнього згорання є досконалими та надійними машинами, що обумовило їх широке розповсюдження на наземному та водному транспорті. У нових моделях малообертових двигунів ефективний ККД перевищує 51 %, що робить їх найбільш ефективними з поміж теплових двигунів різного типу. Такі машини широко використовуються у якості головних двигунів на судах різного типу.

Ступінь розвитку сучасних малообертових двигунів є максимально можливим на сучасному технологічному рівні, тому одним з раціональних шляхів подальшого підвищення ефективності є утилізація тепла вторинних енергетичних ресурсів малообертового двигуна: теплової енергії відпрацьованих газів, надувного повітря, охолоджуючої води та циркуляційного масла. При цьому бажано отримувати додаткову механічну та електричну потужність, як найбільш дорогі види потужності.

Для утилізації тепла двигунів та вироблення додаткової енергії раніше використовувались паротурбінні установки, що працюють за циклом Ренкіна. Удосконалення сучасних моделей малообертових двигунів привело до істотного зменшення температури відпрацьованих газів, а це, в свою чергу, до істотного зменшення ефективності утилізаційних установок. Альтернативою пароводяному утилізаційному циклу може бути використання у якості робочого тіла інших робочих тіл.

У даному дипломному проєкті розглядається перетворення низькопотенційного тепла головного двигуна у електричну енергію утилізаційною установкою що працює за транскритичним циклом Ренкіна, при цьому робочим тілом такої установки є діоксид вуглецю (R 744).

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЙОГО СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ

1.1 Опис судна

Судно «СМА CGM BLUE WHALE» (IMO 9317963), узятє в якості прототипу в даному дипломному проєкті, контейнеровоз з кормовим розташуванням машинного відділення. Довжина судна 294,1 м, ширина 32,2 м, осадка 12,8 м, порт приписки Лондон, судно побудоване у 2007 на верфі Hyundai Heavy Industries, Південна Корея.



Рисунок 1.1 – Загальний вигляд судна «СМА CGM BLUE WHALE»

1.2 Склад енергетичної установки

В якості головного на судні встановлений двотактний реверсивний крейцкопфний дизельний двигун 10 ДКРН 98/266 (HYUNDAI - B&W 10K98MC-S7) [1]. Використовуваний двигун має потужність $N_e = 57200$ кВт при частоті обертання колінчатого валу $n_{кв} = 104$ хв⁻¹. Розташування головного двигуна на

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

судні наведено на кресленні «Машинне відділення судна». Також на судні використовуються два основних та один аварійний аварійний дизель-генератор MAN B&W 8L 27/38.

1.3 Опис конструкції головного двигуна

Фундаментна рама двигуна спрощеної коробчатої форми - сталева суцільнозварна, кріпиться до фундаменту корпусу судна болтами на сталевих клинах. Поперечні опори - сталеві литі з отворами для виходу анкерних зв'язків. Тонкостінні сталеві вкладиші рамових підшипників залиті білим металом (бабітом). У кормовій частині піддона фундаментної рами є отвір, закрите сіткою, для зливу мастила з картера в циркуляційну масляну цистерну, розташовану під двигуном у подвійному дні корпусу судна. З корми двигуна є відсік приводів з вбудованим упорним підшипником.

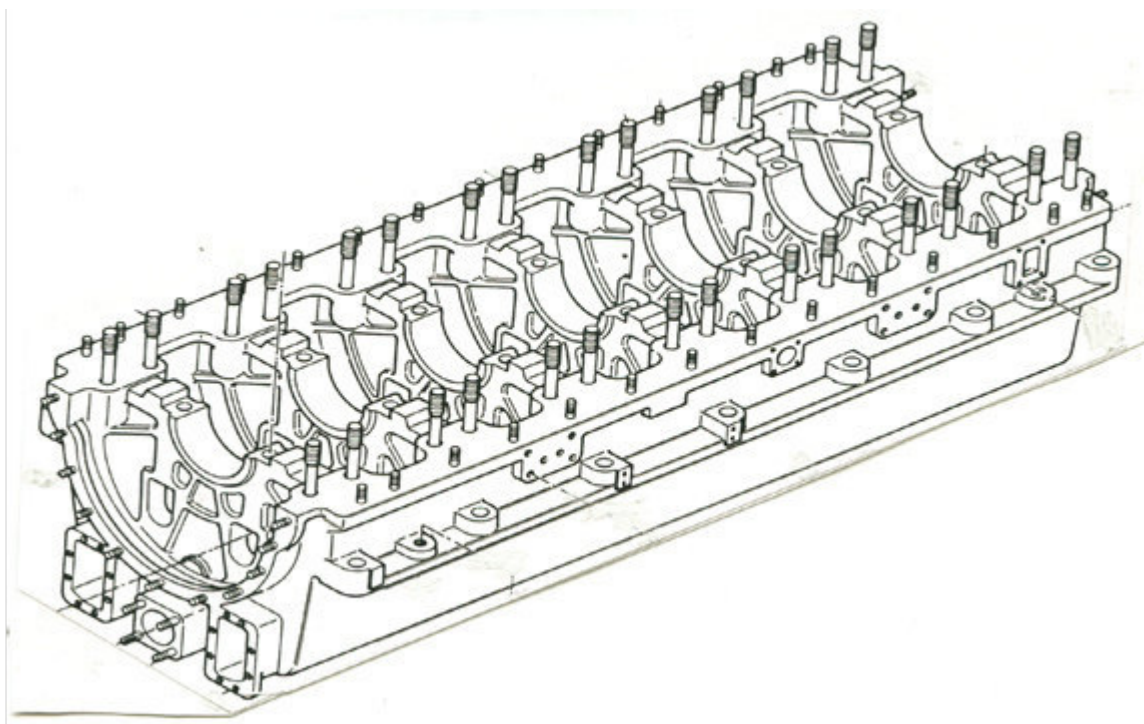


Рисунок 1.2 – Фундаментна рама

Станина - сталева суцільнозварна з вхідними дверима в кожен відсік циліндрів і відсік приводів з боку управління. Відсік приводів має двері і з протилежного боку. Запобіжні клапани картера (6 одиниць) розташовані у верхній станини з боку газовихлопу та один – з носового торця. Кожен циліндр має по 4 сталевих направляючих крейцкопфа, приварених до конструкції станини.

Втулка циліндра - суцільнолита, виготовлена з модифікованого чавуну. У нижній її частині є 30 продувних вікон. Як і в двигунах фірми більш ранніх модифікацій, масивний бурт вірніше частини втулки має свердління для проходу охолоджуючої води з зарубашечного простору в кришку циліндра. Змазка циліндричної втулки забезпечується за допомогою двох рядів отворів циліндрового мастила у верхній частині втулки. З боку дзеркала кожен отвір має роздавальні канавки.

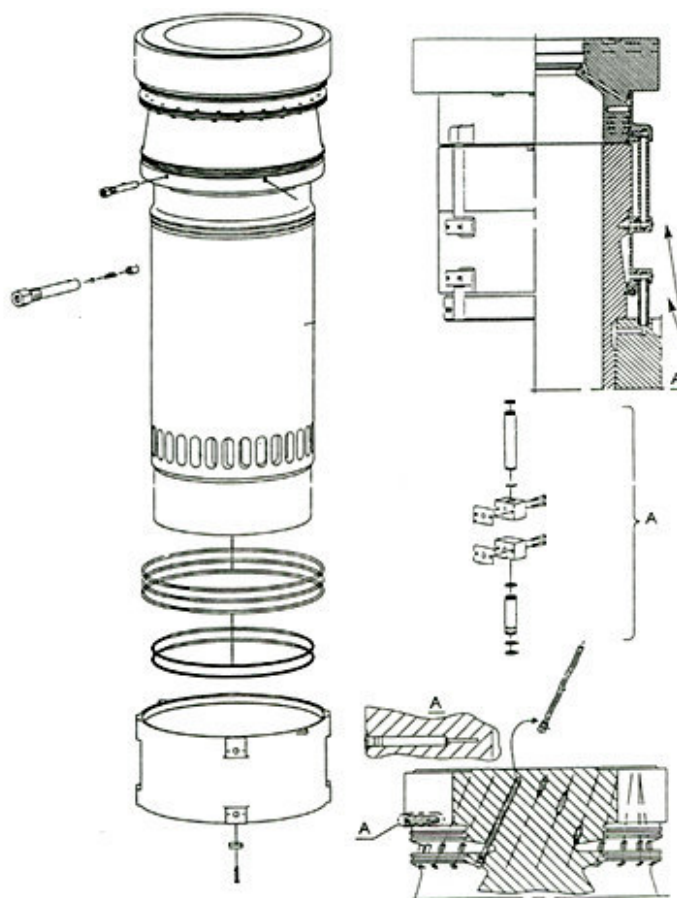


Рисунок 1.3 – Втулка циліндра

Кришка циліндра - сталева лита, ковпачкового типу, зі свердлінням для проходу охолоджуючої води. У кришці розташовані три форсунки, вихлопний клапан, індикаторний кран і запобіжний клапан. Кришка кріпиться до блоку циліндра за допомогою гідравлічного кільця на шістнадцяти шпильках, що проходять через порожнисту сорочку охолодження верхній частині втулки.

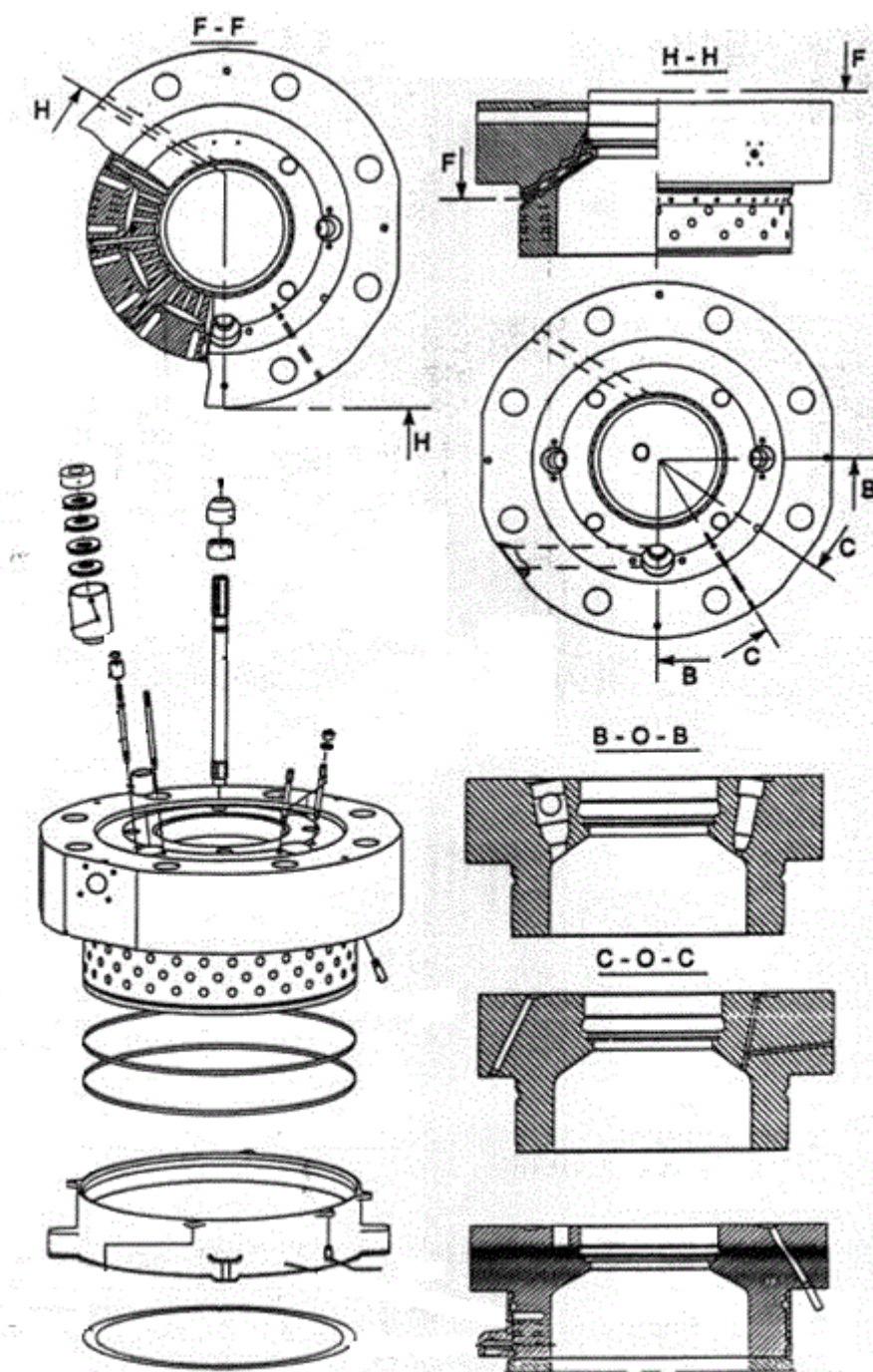


Рисунок 1.4 – Кришка циліндра

Поршень має сталеву головку і укорочену чавунну спідницю. У поршні розміщені 4 компресійних кільця, в спідниці - два красномідних прирабочних паска. Поршень охолоджується маслом, яке підводиться і відводиться за допомогою свердління в поперечині крейцкопфа і сталевій трубки усередині штока. Поршень виготовлено із хром-молібденової сталі.

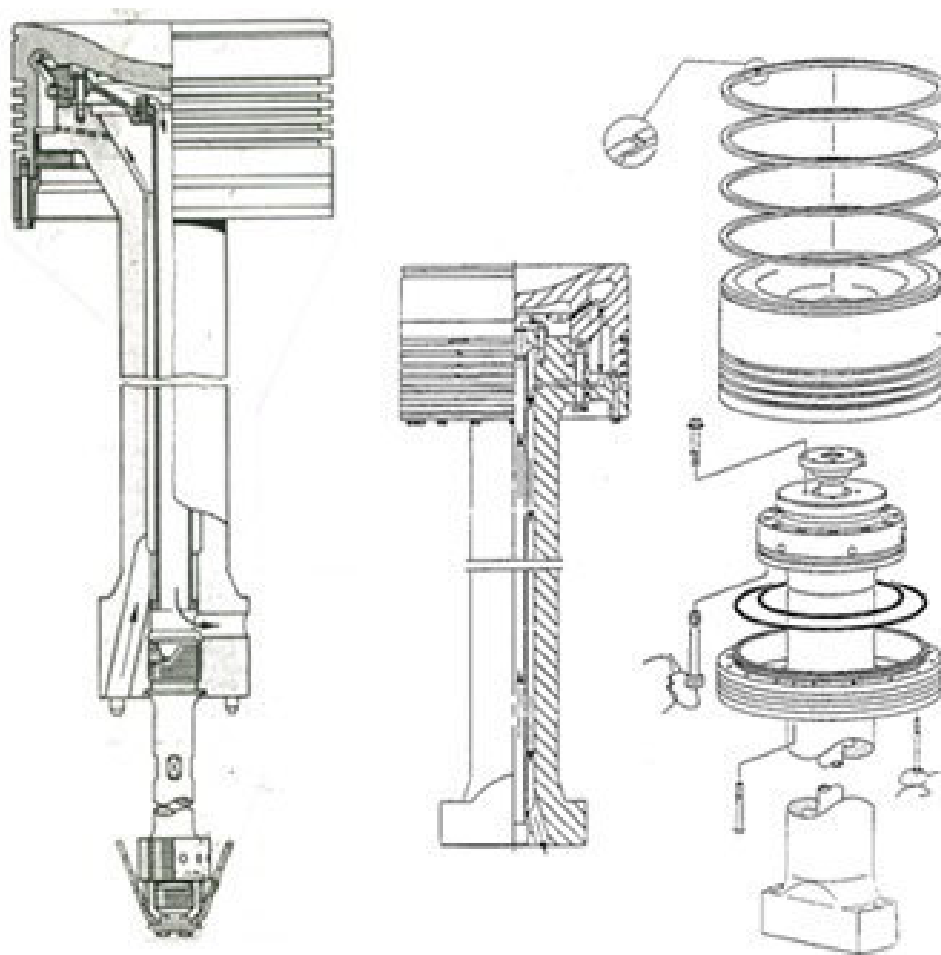


Рисунок 1.5 – Поршень

Крейцкопф - двосторонній, з чотирма повзунами, залитими білим металом. Поперечина сталева кована зі просвердленими каналами для проходу масла. До поперечини кріпиться різьбовим з'єднанням підп'ятник штока поршня, коліно телескопа підведення змащення і зливна труба масла охолодження поршня.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		9

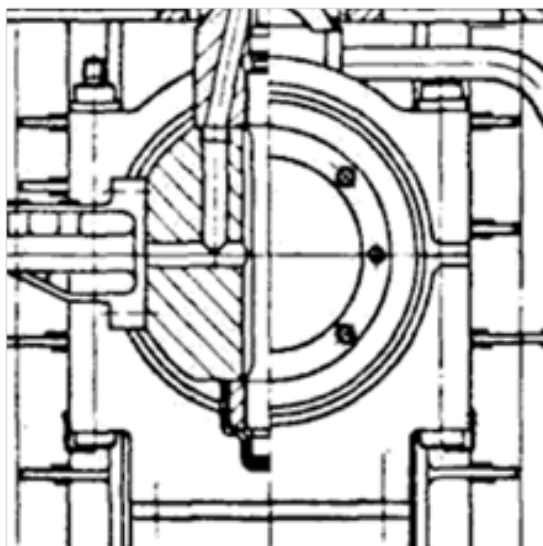


Рисунок 1.6 – Крейцкопф

Шатун виготовляється у вигляді сталевій виливки з наступним куванням і механічною обробкою. Верхня головка - безвильчатого типу, верхня і нижня головки - невід'ємні. Вкладиші головного і мотильового підшипників мають тонкостінні сталеві вкладиші, залиті білим металом. Усередині шатун має свердління для проходу мастила від головного до мотильового підшипника. Шатун має порівняно короткий стрижень, що сприяє зменшенню загальної висоти двигуна.

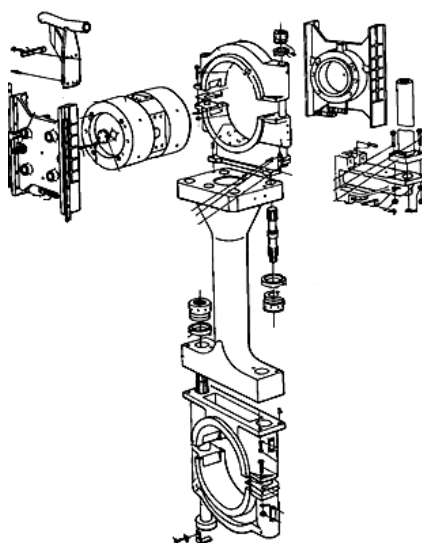


Рисунок 1.7 – Шатун

Колінчастий вал - сталевий полузіставний, кривошипи литі, рамові шийки запресовані. З носа двигуна на валу є поршень демпфера осьових коливань. Тут же насаджена однорядна зірочка для приводу допоміжних валів з урівноважуючими балансирами. З корми двигуна до колінчастого валу кріпиться дворядна зірочка приводу розподільного вала. Упорний гребінь з упорним підшипником розміщений у відсіку приводів.

Розподільний вал приводиться дворядним чотирьохдюзим ланцюгом. Дві проміжні зірочки використовуються для розміщення балансирів - таких же, як і з носа двигуна, для урівноваження моментів від сил інерції другого порядку. Від розподільного вала приводиться валик лубрикатора циліндричної мастила і регулятор частоти обертання.

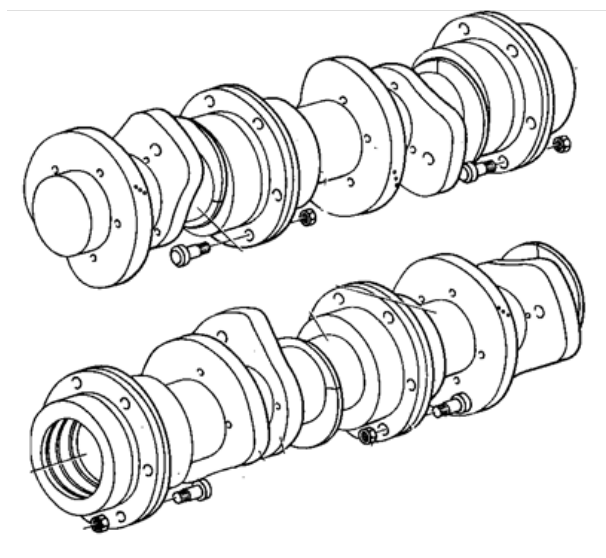


Рисунок 1.8 – Розподільний вал

З кормового торця до розподільного вала кріпиться валик повітророзподільника. Кулаки паливо і газорозподілу і сполучні фланці ділянок розподільного вала насаджені гарячепрессовою посадкою.

Двигун має загальноприйнятну систему пуску, що включає в себе головний пусковий клапан, пускові клапани циліндрів і золотниковий повітророзподільник. При реверсі двигуна реверсують тільки повітророзподільник і штовхачі ПНВТ (за допомогою актуаторів на кожному насосі).

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		11

Блок циліндрів зібраний в єдиний моноблок на призонних болтах з окремих литих чавунних блоків. У кожен блок запресована зіставна циліндрова втулка, складаючись з двох частин з роз'ємом вище верхнього рівня блоку циліндра. Обидві частини втулки виробляються з модифікованого чавуну. У верхньому бурті нижній частині втулки просвердлені отвори для восьми штуцерів циліндрової змазки. Верхня частина втулки зовні закрита пустотілою чавунною сорочкою охолодження. В районі камери згоряння втулка має косі свердління для проходу охолоджуючої води. Ущільнення втулки забезпечується: у нижній частині - чотирма гумовими кільцями, у верхній частині в районі сорочки охолодження – двома гумовими кільцями (по одному зверху і знизу сорочки). Ущільнення посадкового місця між втулкою і блоком забезпечується притиранням посадочних місць (без прокладок) між втулкою і кришкою ущільнювальним кільцем з м'якого заліза. Перепуск охолоджуючої води з блоку в сорочку охолодження здійснюється по чотирьом перепускним патрубкам, з сорочки в кришку циліндрів – по таким же перепускним трубкам.

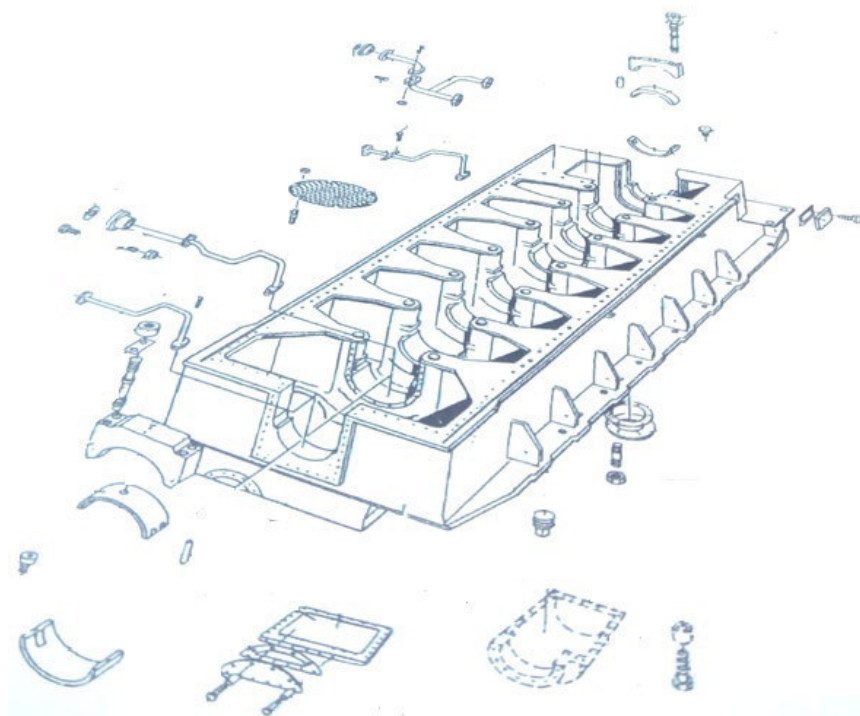


Рисунок 1.9 – Фундаментна рама

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		12

Вихлопний клапан має чавунний литий корпус шпindel з імпеллера для провертання потоком газів, охолоджуване сідло. Охолоджуюча вода по свердлінням в кришці проходить через свердління в сідлі близько від посадкового пояса, потім прямує в порожнину охолодження корпусу клапана і виходить з верхньої точки корпусу в відливну трубу. Посадочні пояски шпинделя і сідла наплавлені стелітом. Відкривається клапан гідравлічним поршнем, закривається пневматичним поршнем. Кріпиться клапан до кришки за допомогою чотирьох шпильок.

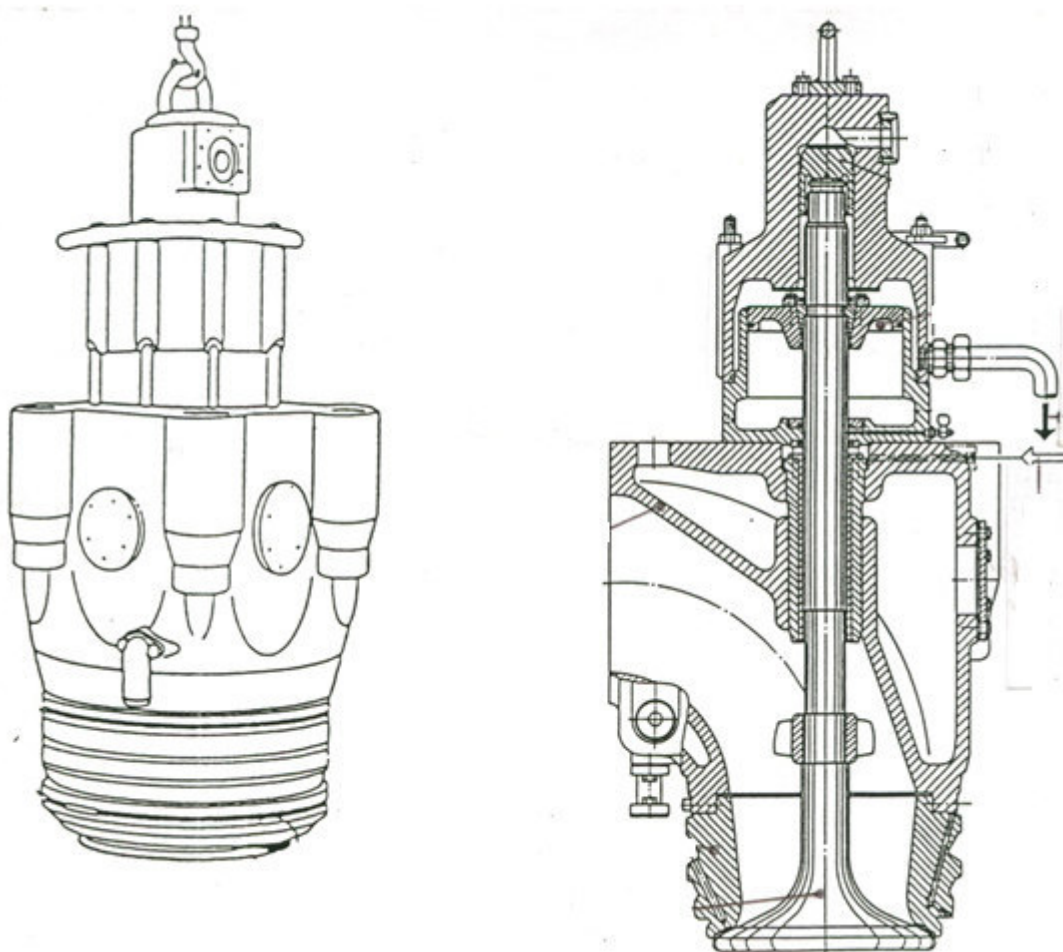


Рисунок 1.10 – Вихлопний клапан

Кожен циліндр обладнаний випускним клапаном, розташованим в центрі кришки і кріпиться чотирма шпильками з гайками поворот і затиск, який виробляється гідравлічними гайковертом з певним зусиллям.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		13

Анкерні болти двигуна (шістнадцять одиниць) – сталеві з'єднанні, складаються з двох частин, стягують воєдино блок, станину і фундаментну раму. Гайки анкерних болтів затягуються гідравлічно на 90 МПа.

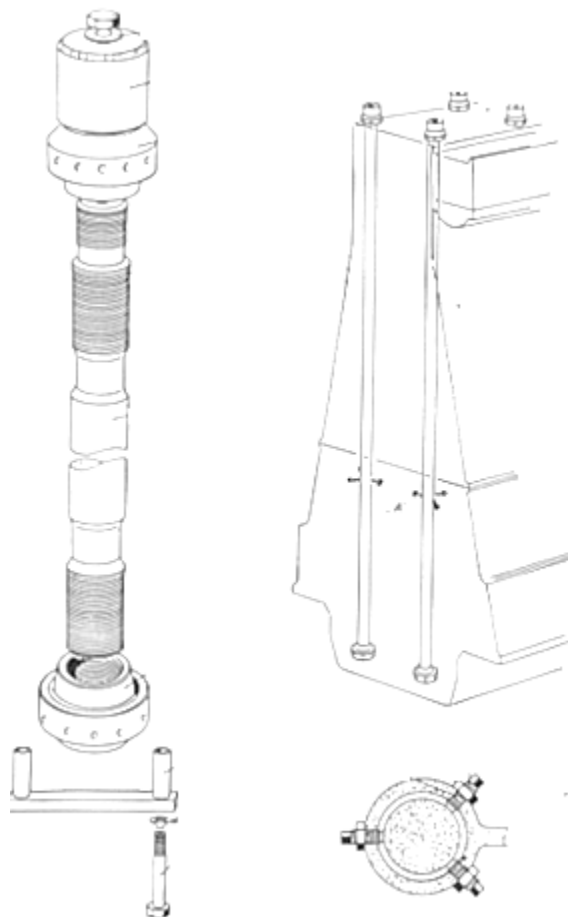


Рисунок 1.11– Анкерні болти

Двигуни модельного ряду МС – перші двигуни компанії *MAN B&W* з прямоточно-клапанною продувкою. Потік повітря рухається вздовж вісі циліндру з чистим витісненням продуктів згоряння без значного перемішування їх з повітрям. Завдяки якійсній організації процесу газообміну двигуни з такою схемою продувки мають найменші значення коефіцієнту залишкових газів.

Тангенціальне розташування вікон в плані забезпечують закручення потоків повітря, що поступає в циліндр і їх гвинтоподібний рух від продувних вікон до випускних клапанів. Тангенціальний обертальний рух зберігається до кінця стиснення і сприяють покращенню сумішоутворення.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		14

Завдяки ефекту чистого витіснення газів, якісна очистка циліндрів досягається навіть при незначному коефіцієнту надлишку повітря (1,45...1,55).

Застосування випускних клапанів при створення сучасних МОД дозволяє підбирати найвигідніші фази газорозподілу і керувати ними за допомогою мікропроцесорної техніки на всьому діапазоні робочих навантажень.

Двигун має ізобарну систему наддуву (з постійним тиском). При зменшенні навантаження приблизно до 25% підключають електроповітродувки. Клапанні коробки у повітряному ресивері тут використовують для попередження витрат продувного повітря при роботі двох електроповітродувок, які вмикаються автоматично. Повітряний ресивер не має герметичних перегородок, які відділяють порожнину кожного циліндру, як це було виконано на МОД попереднього покоління при використанні під поршневих порожнин у якості другого ступеня наддува.

1.4 Системи головного двигуна

1.4.1 Паливна система

На рис.1.6 показана система, єдина для головного і допоміжних дизелів. Допоміжні двигуни можна експлуатувати на важкому або дизельному паливі незалежно від головного двигуна.

З бункерних цистерн паливо перекачується насосами в проміжну цистерну, звідки сепараторами воно може подаватися у відповідні витратні цистерни (добові цистерни).

Для забезпечення найбільш задовільного очищення важкого палива сепаратори обладнані підігрівачами де паливо може підігріватися до температури 95...98 °С.

З конкретної витратної цистерни паливо подається до одного з двох електричних підкачуючих насосів, який подає паливо під тиском (по можливості через расходомір) до сторони низького тиску паливної системи.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Після цього паливо надходить до одного з двох електричних циркуляційних насосів, а від нього через підігрівач, регулятор в'язкості, фільтр до паливних насосів високого тиску.

Відсічне паливо від форсунок і насосів високого тиску, через трубу поворотного палива, перепускається назад до сторони всмоктування циркуляційного насоса. Для підтримки постійного тиску в головній магістралі на вході паливних насосів високого тиску, продуктивність і подача циркуляційного насоса перевищує кількість палива, що витрачається двигуном.

Окрім цього, встановлюється підпружинений байпасний клапан, який функціонує як перепускний між входом до ПНВТ і повернення палива і, таким чином, підтримує постійний тиск в приймальному паливному трубопроводі. Для того, щоб підтримувати рівномірний потік підігрітого палива через паливні насоси, корпуси і форсунки на всіх навантаженнях (включаючи зупинений двигун), на виході форсунок встановлюється золотник і циркуляційний отвір.

Завдяки циркуляції підігрітого палива може підтримуватися робоча температура паливних насосів і форсунок навіть тоді, коли двигун зупинений. Отже, немає необхідності переходити на дизельне паливо при заходах в порт, якщо циркуляційний насос продовжує працювати і зберігається підігрівання циркулюючого палива.

Якщо при тривалій стоянці потрібно відключити циркуляційний насос або підігрівання, то з паливної системи заздалегідь треба злити важке паливо.

Основними функціями паливоподаючої апаратури є забезпечення:

- точного дозування подачі палива на цикл;
- необхідного тиску вприскування палива на певній ділянці робочого циклу протягом короткого відрізка часу;
- можливості розподілу палива по окремих циліндрах;
- оптимального характеру протікання процесу вприскування, відповідаючого заданим умовам роботи дизеля;
- надійна робота апаратури на всіх заданих режимах;

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- максимальний термін служби.

Паливна система розрахована на роботу двигуна, як на дизельному, так і на важкому паливі.

З цистерни основного запасу паливо перекачується насосом в решту цистерн, звідки через сепаратор, у витратні цистерни.

Для забезпечення задовільного очищення сепаратори важкого палива обладнали з підігрівачами. З витратних цистерн важкого палива і легкого палива, паливо поступає через триходовий кран до живильних насосів, за допомогою яких паливо перекачується в резервуар, звідки за допомогою циркуляційних насосів, паливо подається до підігрівачів. Підігрівачі розраховані так, щоб будь-який з них задовольняв на 100 % вимогам в нагріві і підтримувалася постійна температура палива на подачі, яку задає регулятор в'язкості. В'язкість підтримується на заданому рівні за допомогою регулювання температури палива, подачею пари до підігрівачів. Після підігрівачів паливо подається в автоматичний фільтр, що оберігає устаткування ПНВТ від частинок, які можуть викликати пошкодження. Після фільтрів паливо подається в ПНВТ. Від кожного ПНВТ відходить труба повернення палива, по якій воно поступає в головний трубопровід зворотнього палива, а звідти – в деаераційний резервуар, в якому міститься комбінація чистого палива з витратної цистерни і підігрітого поворотного палива від двигуна.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

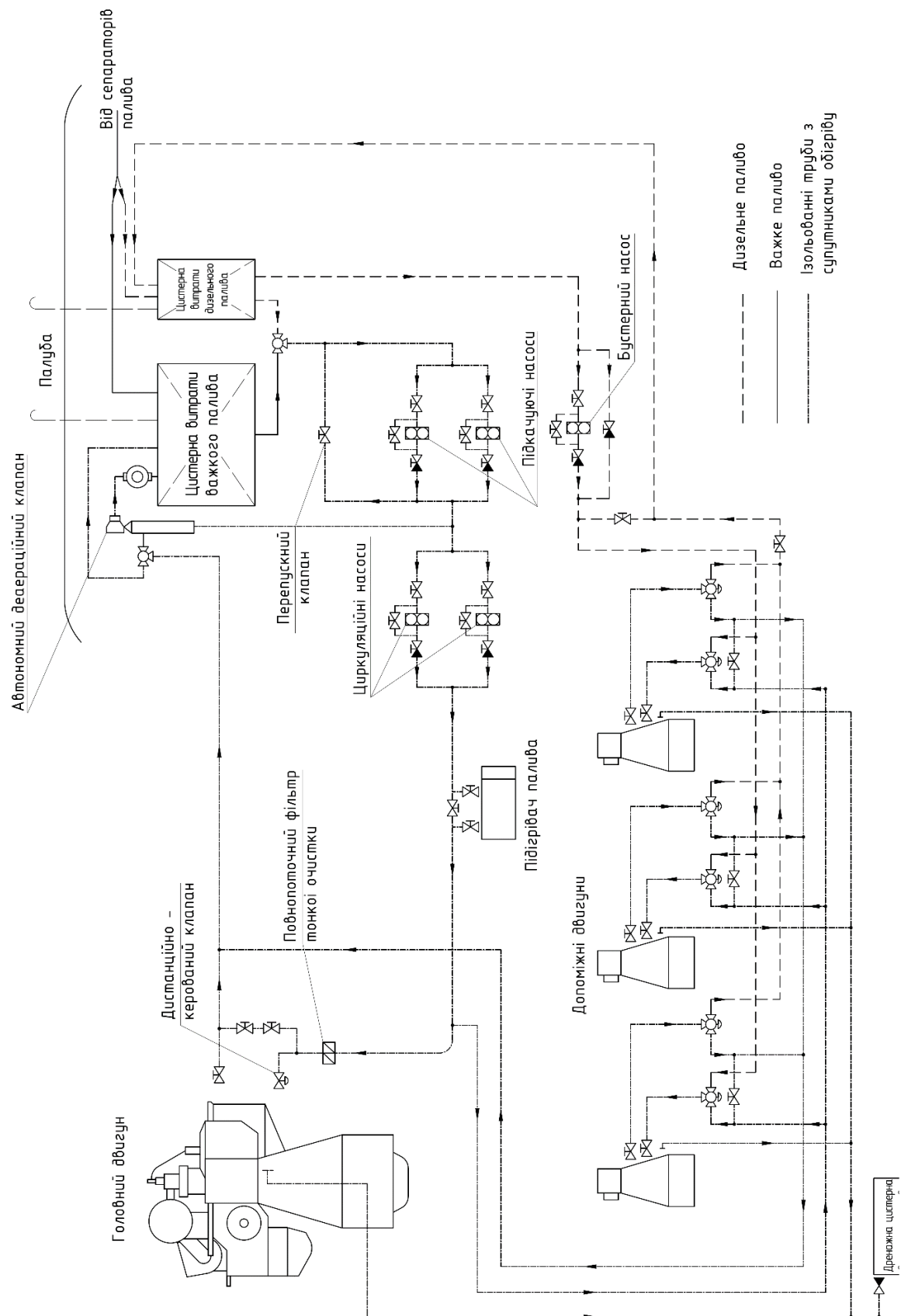


Рисунок 1.12 – Паливна система

При переході на дизельне паливо, поворотне важке паливо може бути повернене у витратну цистерну через кран перемикання. Для забезпечення постійного тиску в трубопроводі перед ПНВТ продуктивність циркуляційного насоса декілька перевищує потребу двигуна в паливі.

Система паливоподачі включає:

- а) паливний насос високого тиску;
- б) форсунка закритого типу з гідравлічним підйомом голки;
- в) паливопідкачувальний насос, автономний, горизонтальний, зубчастий, електроприводний;
- г) підігрівач важкого палива з паровим підігрівом, трубчастого типу; підігрівач важкого палива працює на насиченій парі при тиску не менш 0,5 МПа і забезпечує підігрів палива до температури 135,5 °С (підігрівач розрахований на робочий тиск пари до 1 МПа);
- д) фільтр тонкого очищення з фільтруючими елементами з пористого металу, складається з 3-х секцій, що працюють паралельно;
- е) регулятор в'язкості важкого палива, пневматичний;
- ж) холодильник дизельного палива на охолодження форсунок, трубчастого типу;
- з) сепаратор важкого палива, вертикальний, відцентровий, із самоочищенням.

Для відключення палива від двигуна рекомендується на лінії підведення палива на вході у двигун установлювати швидкозапірний клапан.

1.4.2 Система змащення

Система змащення повинна забезпечувати живлення маслом усіх тертьових частини дизеля з метою зменшення витрат енергії на тертя й зношування деталей, а також для часткового відводу з маслом теплоти, що виділяється при терті. Зовнішня принципова схема системи змазки представлена на рис. 1.13.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

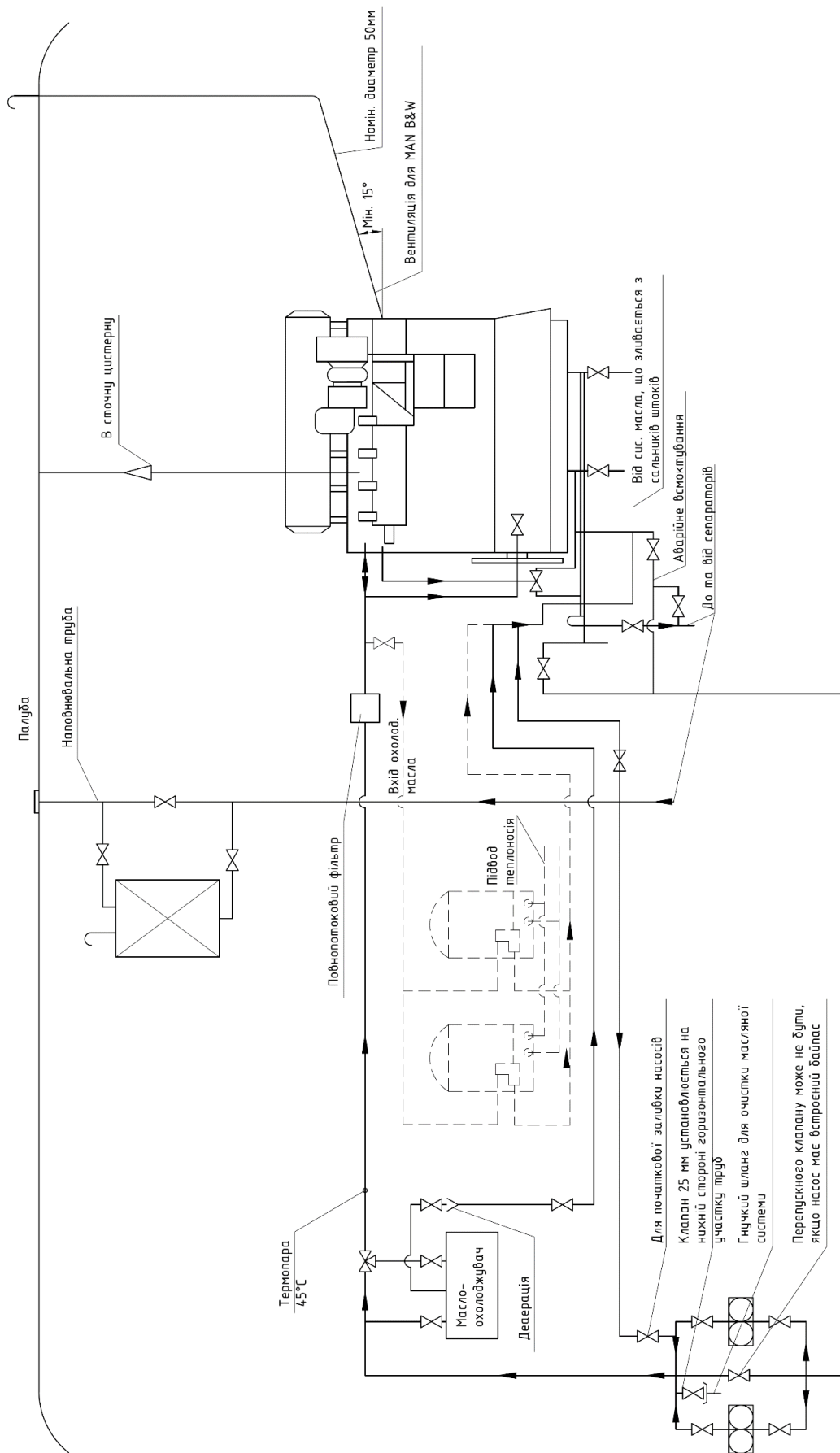


Рисунок 1.13 – Система змащення

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата

ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ

Аркуш

20

Система циркуляційної змазки, об'єднана з масляною системою охолодження поршнів, обслуговується насосом з приводом від електродвигуна. Масло для кривошипно-шатунного механізму, упорного підшипника, приводного відсіку і розподільних валів паливних насосів і випускних клапанів після редукційного клапана поступає під тиском 0,18МПа по трубопроводу. З піддону масло через патрубок зливається в стічну цистерну. Рекомендовані температури масла: на вході 40...45 °С і на виході 46...52 °С.

Масило підшипників газотурбонагнітачів забезпечується самостійною циркуляційною системою.

Для змащення циліндрів на дизелі встановлено 6 лубрикаторів. Система змащення головного руху, упорного підшипника, приводного відсіку циркуляційна, під тиском.

Система змащення приводів паливних насосів, випускних клапанів і гідравлічних демпферів штовхачів випускних клапанів автономна, під тиском.

Змащення важелів і шпинделів випускних клапанів здійснюється від автономної централізованої системи змащення.

Система змащення підшипників газотурбонагнітачів гравітаційна.

Система змащення включає:

а) насос масляний для циркуляційної системи змащення вертикальний, гвинтовий, електроприводний;

б) насос для змащення підшипників, горизонтальний, зубчастий, електроприводний;

в) насос для змащення приводів, горизонтальний, ротаційно-зубчастий, електроприводний;

г) блок фільтрів масла, сітчастий, для циркуляційної системи змащення, складається з 2-х однакових секцій, що працюють паралельно, очищення фільтра автоматизоване, керування очищенням дистанційне, зі ЦПК;

д) фільтр магнітний, встановлюється послідовно за блоком сітчастих фільтрів.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

- е) фільтр грубого очищення масла;
- ж) насос системи централізованого змащення типу MIPCOMBI імпульсний, із приводом від дизеля й ручним приводом;
- з) лубрикатори з автоматичним поповненням, встановлюється окремо на кожний циліндр;
- і) фільтр тонкого очищення масла;
- к) регулятор температури непрямой дії, регулювальний орган встановлюється в системі охолодження заборотною водою;
- л) холодильник циркуляційного масла горизонтальний, трубчастого типу, забезпечує нормальну експлуатацію при температурі охолоджувальної заборотної води на вході в холодильник не вище 35 °С;
- м) холодильник турбінного типу масла трубчастого типу, забезпечує нормальну експлуатацію при температурі охолоджувальної води не вище 32°С;
- н) сепаратор масла – вертикальний, відцентровий.

Температура масла на вході в дизель, при якій забезпечується надійний пуск + 25 °С.

Елементи системи змащення. Масляні насоси, що подають масло в нагнітальну магістраль або в цистерну безупинно, називають циркуляційними.

Масляний насос має три секції: дві відкачуючі й одну нагнітальну. Наявність двох відкачуючих секцій забезпечує надійну відкачку масла при подовжніх нахилах дизеля. Кожна секція насоса складається з пари циліндричних шестірень, укладених в окремий корпус.

При обертанні ведучого вала 23 шестерні відкачуючих секцій засмоктують масло з переднього і заднього масловідстійників і перекачують його в порожнину, загальну для обох відкачуючих секцій. Масло, що відкачується обома секціями через затиск і коробку, по трубці подається в радіатор і з нього в масляний бак. Шестірні нагнітаючої секції засмоктують масло з масляного бака і нагнітають його через масляний фільтр у дизель.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Робота редукційного клапана: пружина клапана відрегульована на тиск 0,75 МПа. Якщо тиск масла в нагнітаючій камері перевищить цю величину, клапан відходить від сідла, частина масла перетікає з нагнітаючої в усмоктувальну камеру, і тиск у магістралі не підвищується.

Лубрикатори циліндрового змащення – це багатоплунжерні насоси, у яких кожний плунжер забезпечує періодичну подачу невеликих порцій масла до одного свердління на втулці циліндра. Вони приводяться в рух від колінчатого вала двигуна через систему приводів і мають пристрій дозування, що дозволяє змінювати момент і тривалість подачі масла на поверхню циліндра.

Масляні фільтри за принципом дії можуть бути трьох типів – магнітні, що просівають і центрифугують. Магнітний фільтр або магнітна вставка в іншому фільтрі забезпечує відбір з масла металевих часток зношування.

Очищення у фільтрах, що просівають, здійснюється за рахунок утримання часток при проходженні масла через отвори, пори або щілини у фільтруючому матеріалі (дрібна металева сітка, повсть, фетр, папір і ін.). Відцентрові фільтри, або центрифуги, очищають масло від сторонніх домішок, щільність яких більше щільності масла. При обертанні ротора фільтра ці частки відкидаються й осідають на стінках статора, очищене масло із центральної частини фільтра направляється в магістраль.

Для охолодження масла застосовують кожухотрубні водомасляні охолоджувачі рекуперативного типу із круглими або оребреними трубками. Іноді використовуються пластинчасті охолоджувачі.

1.4.3 Центральна система охолодження

В центральній системі водяного охолодження (рис.1.9) центральний насос охолоджуючої води 3 прокачує прісну воду низькотемпературного контура (центральну охолоджуючу воду) по контуру охолодження: паралельно через ОНП, а також через маслоохолоджувач і охолоджувач прісної води тієї, що охолоджує циліндри, причому два останні встановлені послідовно.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Температура в системі регулюється терморегулятором 4. Його регулюючий клапан налагоджений так, щоб мінімальна температура на вході в ОНП і обидва маслоохолоджувача була вища 10 °С.

Оскільки надлишкова витрата охолоджуючої води через відносно малий маслоохолоджувач, при його наявності, може викликати корозію, клапан на вході охолоджуючої води слід дроселювати так, щоб витримати підвищення температури води в охолоджувачі приблизно на 10 °С.

1.4.4 Система пускового повітря

Система пускового повітря (рис.1.10) складається з елементів системи управління і системи пускового повітря.

Система управління електричного/пневматичного типу. Вона спроектована для:

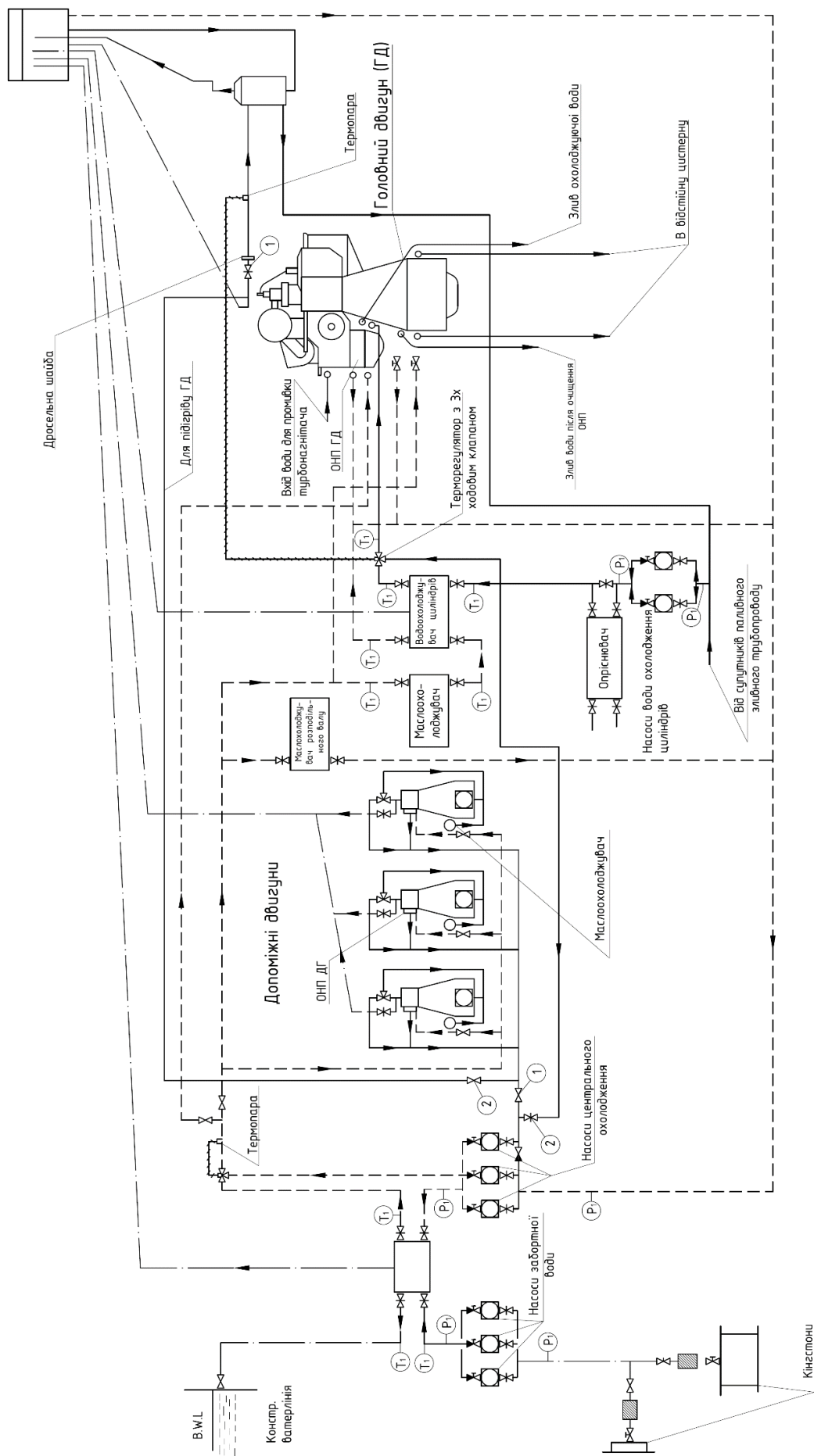
- управління з місцевого поста двигуна;
- дистанційного керування з центрального пульта.

Система складається з трьох підсистем:

- системи регулювання;
- системи реверсування;
- системи захисту.

За допомогою системи регулювання можна запускати і зупиняти двигун і управляти їм. Функції Пуску і Зупинки проводяться пневматично.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



Для підігріву ГД:

① Відкритий на ходу; зачеплений на стоянці

— Горяча прісна вода
 --- Холодна прісна вода
 - · - Забортна вода

Рисунок 1.14 — Система охолодження

Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата
-----	------	-------------	--------	------

ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ

Аркуш

25

Регулювання частоти обертання

Під час дистанційного керування регулювання частоти обертання здійснюється рукояткою управління з пульті управління, яка посиляє електричний/ пневматичний сигнал регулювальникові.

Частота обертання двигуна залежить від величини сигналу. Регулювальник підтримуватиме цю частоту обертання незалежно від навантаження двигуна.

При управлінні з місцевого поста управління двигуна регулювальник від'єднаний від паливних насосів, і регулювання частоти обертання здійснюється рукояткою регулювання.

Система реверсування

У системі реверсування є два пневматичні клапани (Вперед і Назад). Ці клапани управляють циліндром реверсу розподільника повітря і пневмоциліндрами для реверсування роликів штовхачів паливних насосів.

Система захисту

Система захисту забезпечується повітрям окремо і управляється системою контролю двигуна (з окремим підведенням енергії). В разі зупинки система захисту подає пневмосигнал до перепускного клапана на кожному паливному насосі, таким чином припиняючи подачу палива високого тиску після чого двигун зупиняється.

Система захисту включена під час всіх режимів управління двигуном.

Головний пусковий клапан

Головний пусковий клапан вбудований в магістраль пускового повітря. Головний пусковий клапан складається з великого кульового клапана і, як варіант, меншого кульового клапана, який служить як байпасний для великого клапана. Обидва клапани управляються пневматичними виконавчими механізмами.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						26
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

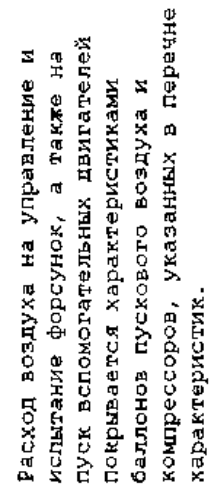


Рисунок 1.15 – Система пускового повітря

За наявності меншого кульового клапана буде встановлений регулювальний гвинт для налаштування частоти обертання повільного провертання.

Крім того, вбудований неозвратний клапан який запобігає зворотному прориву в разі надмірного тиску в трубопроводі пускового повітря.

Головний пусковий клапан обладнаний блокуючим пристроєм, що складається з пластини, яка, за допомогою маховичка, може заблокувати виконавчий механізм.

Кульові клапани і їх виконавчі механізми вбудовані разом з неозвратним клапаном і блокуючим пристроєм, в єдиний блок. Виконавчі механізми кульового клапана управляються пневматичними клапанами. При нормальному пуску обидва кульові клапани будуть відкриті.

Розподільник повітря

Розподільник повітря встановлений в кормовій частині двигуна і приводиться безпосередньо від кормового кінця розподільного валу. Він управляє пусковими клапанами.

Реверсування розподільника повітря виконується пневмоциліндром, який переміщає пускові кулачки в осьовому напрямленні щоб задіювати комплект кулачків, який відповідає напрямленню обертання, заданому командою.

Пусковий клапан

Пусковий клапан (рис. 1.16) встановлений на кришці циліндра. Він управляється повітрям, що управляє, від розподільника повітря.

Пусковий клапан складається з наступних частин. У чавунному корпусі 5 розміщений сталевий клапан 6 з врівноважуючим поршень ком 14. Чавунний поршень, що управляє, 10 закріплений на штоку гайкою 3, якій одночасно здійснюється попереднє затягування пружини 11. У корпусі запресована бронзова втулка 13.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Кришка 2, сполучена з корпусом на різьбленні, ущільнюється прокладкою. Бронзова втулка напрямної 8 закріплена в кришці гайкою 7. Ущільнення втулки 8 і поршнів 10 і 14 — лабіринтове.

Пускове повітря підводиться до фланця 4, а керівний — через отвір 15 (див. розріз по В—В), Клапан кріпиться до кришки циліндра двома шпильками. Ущільнення корпусу клапану по стекану в кришці виконується червоною мідною прокладкою.

Змазка рухомих частин клапана здійснюється маслянками 1, 9 і 12.

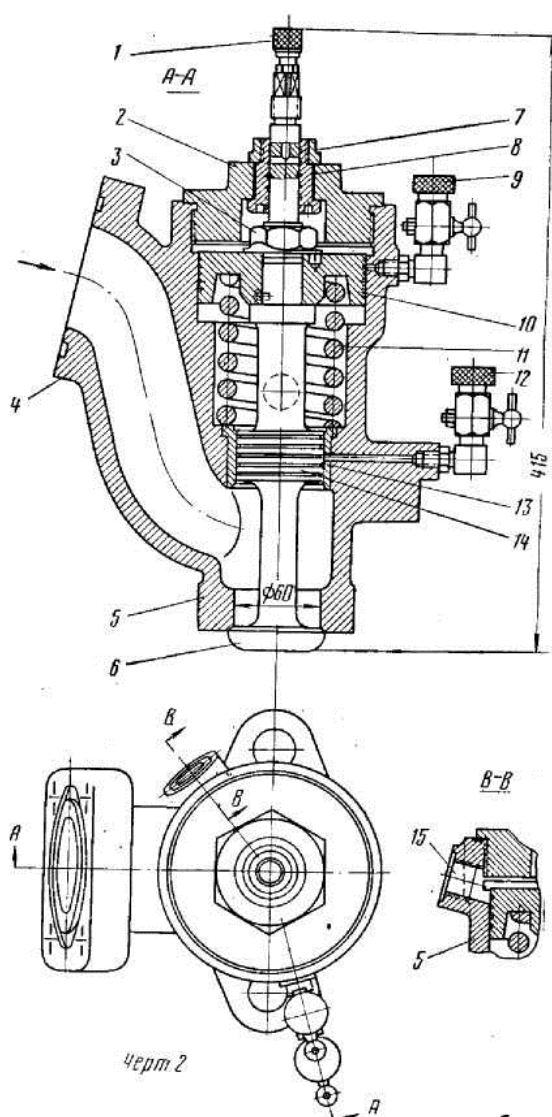


Рисунок 1.16 – Пусковий клапан

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		29

РОЗДІЛ 2

МОДЕРНІЗАЦІЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ СУДНА ШЛЯХОМ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА ВТОРИННИХ ЕНЕРГОРЕСУРСІВ 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.

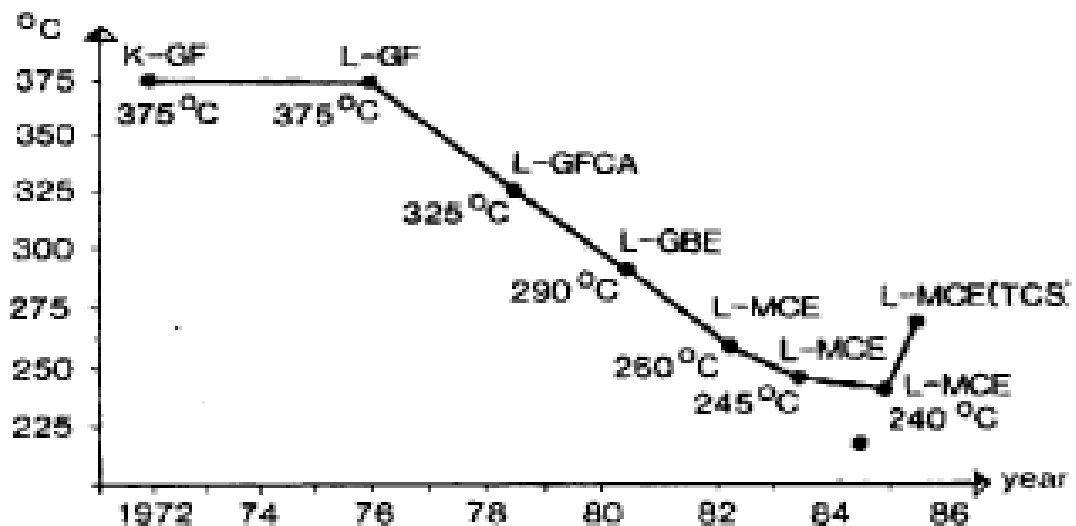


Рисунок 2.1 – Зміна температури вихлопних газів за ГТК

2.2 Способи утилізації тепла суднових двигунів

2.2.1 Системи глибокої утилізації теплоти випускних газів дизелів

Зі збільшенням потужності дизельних установок зростають і втрати тепла з випускними газами, що природно призвело до можливості встановлення утилізаційних котлів великої паропродуктивності.

Використання генерованого утилізаційними котлами пара для приводу турбогенераторів, що забезпечують на ходу суднові потреби в електроенергії, стало звичайним явищем на великотоннажних судах.

У схемах глибокої утилізації тепла, що відходить з випускними газами широке застосування знайшли водотрубні утилізаційні котли з примусовою циркуляцією. Ці котли мають високий коефіцієнт теплопередачі за рахунок збільшення швидкості газів, гарного поперечного омивання трубок, збільшеного відношення сумарної поверхні нагрівання до одиниці об'єму в результаті зменшення діаметра трубок і кроку.

Ряд утилізаційних схем з примусовою циркуляцією водотрубних котлів передбачають використання в якості сепаратора пари парозбірника або допоміжних котлів (рис. 2.2).

Зарубіжними фірмами, такими як «Брітіш Петролеум Танкер», «Де Лаваль», машинобудівною компанією «Петер Бразерхуд» в схемах глибокої утилізації для дизельних танкерів використовують водотрубні утилізаційні котли з примусовою циркуляцією з прямокутною компоновкою трубної системи, з використанням водяних економайзерів і пароперегрівачів.

Широке застосування в схемах глибокої утилізації знайшли водотрубні котли з примусовою циркуляцією і прямокутним компонованням типу «Грін Ді-зекон» і «Фостер Уілер». Котли забезпечені водяним економайзером і пароперегрівачем, що забезпечує роботу турбогенератора.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

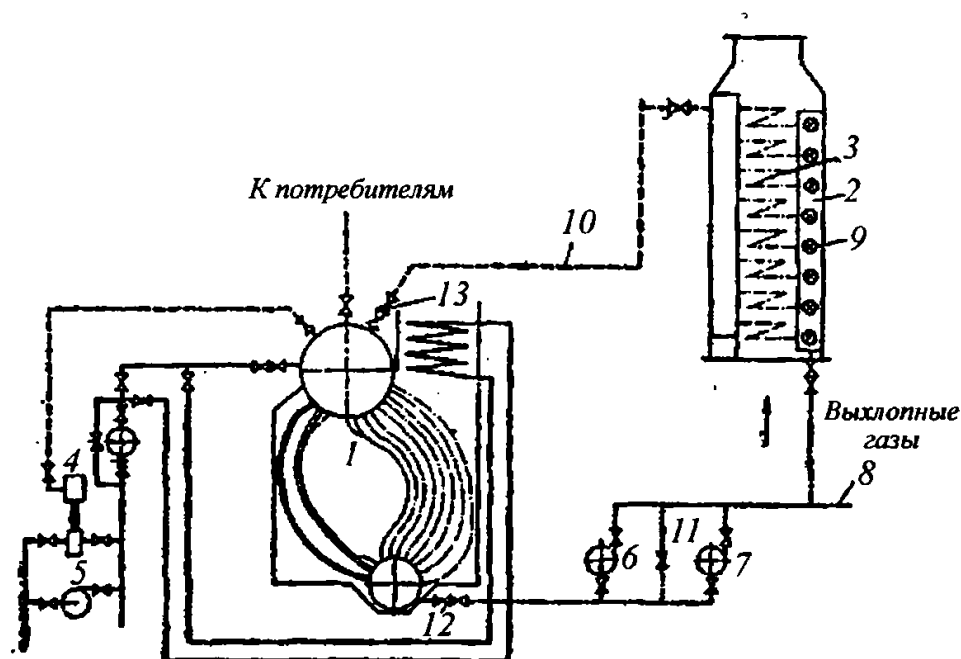


Рисунок 2.2 – Схема парогенераторної установки теплоходів: 1 - допоміжний котел типу «Вагнер»; 2 - утилізаційні котли типу «Ла-Монт»; 3 - змійовики котла; 4 - живильний паровий поршневий насос; 5 - живильний відцентровий насос; 6,7 - циркуляційні насоси; 8 - циркуляційна вода до котлів; 9- шайби «Ла-Монт»; 10- пар від утилізаційних котлів; 11 - байпасний клапан; 12,13 - запірні клапани.

На рис. 2.3 представлена принципова схема утилізації випускних газів дизеля з використанням утилізаційного котла «Грін Дізекон». Загальний вигляд котла «Грін Дізекон» представлено на рис. 2.4.

Схема генерує 5000 кг насиченої пари і 2700 кг перегрітої пари при робочому тиску 1,15 МПа. В якості парозбірника використовуються вогнетрубні котли.

Схема глибокої утилізації, розроблена «Брітіш Петролеум Танкер» для танкера, передбачає використання оборотних котлів (рис. 2.5). Інша типова схема цієї ж компанії передбачає використання водотрубних котлів «Фостер Уілер».

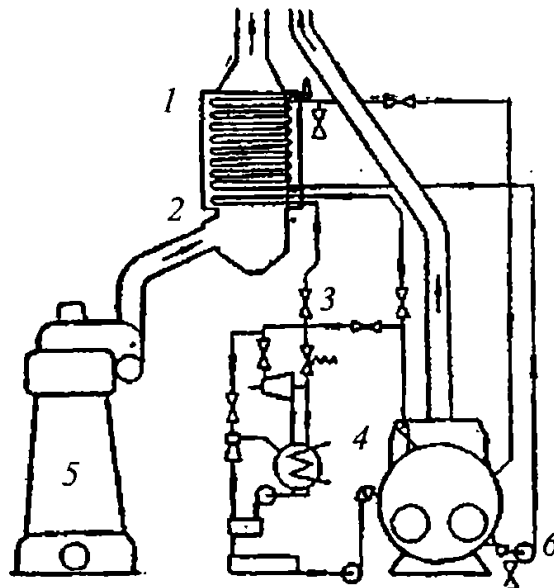


Рисунок 2.3 – Принципова схема утилізації тепла випускних газів ДВС з використанням утилізаційного котла типу «Грін Дізекон»: 1 - економайзерна частина котла; 2 - пароперегрівач; 3 - споживачі; 4 - допоміжний вогнетрубний котел; 5 - головний двигун; 6 - циркуляційний насос.

Циркуляційна вода з допоміжних вогнетрубних котлів прокачується насосом через два підігрівача живильної води (змонтованих в одному корпусі) і генератор пари низького тиску, розташованого між ними. Потім вода надходить в економайзер утилізаційного котла. Сепаратором пари є допоміжні котли. До турбогенератора пар надходить через пароперегрівач. Для опалення, потреб камбуза і різних підігрівачів використовується пара системи низького тиску.

У генератор пара низького тиску подається живильна вода, яка пройшла підігрівач першого ступеня і має температуру 125-130 °С. Сталість рівня води в генераторі пара низького підтримується регулятором живлення. Відключенням підігрівача другого ступеня тиску пари низького тиску (або його кількості) може бути збільшена.

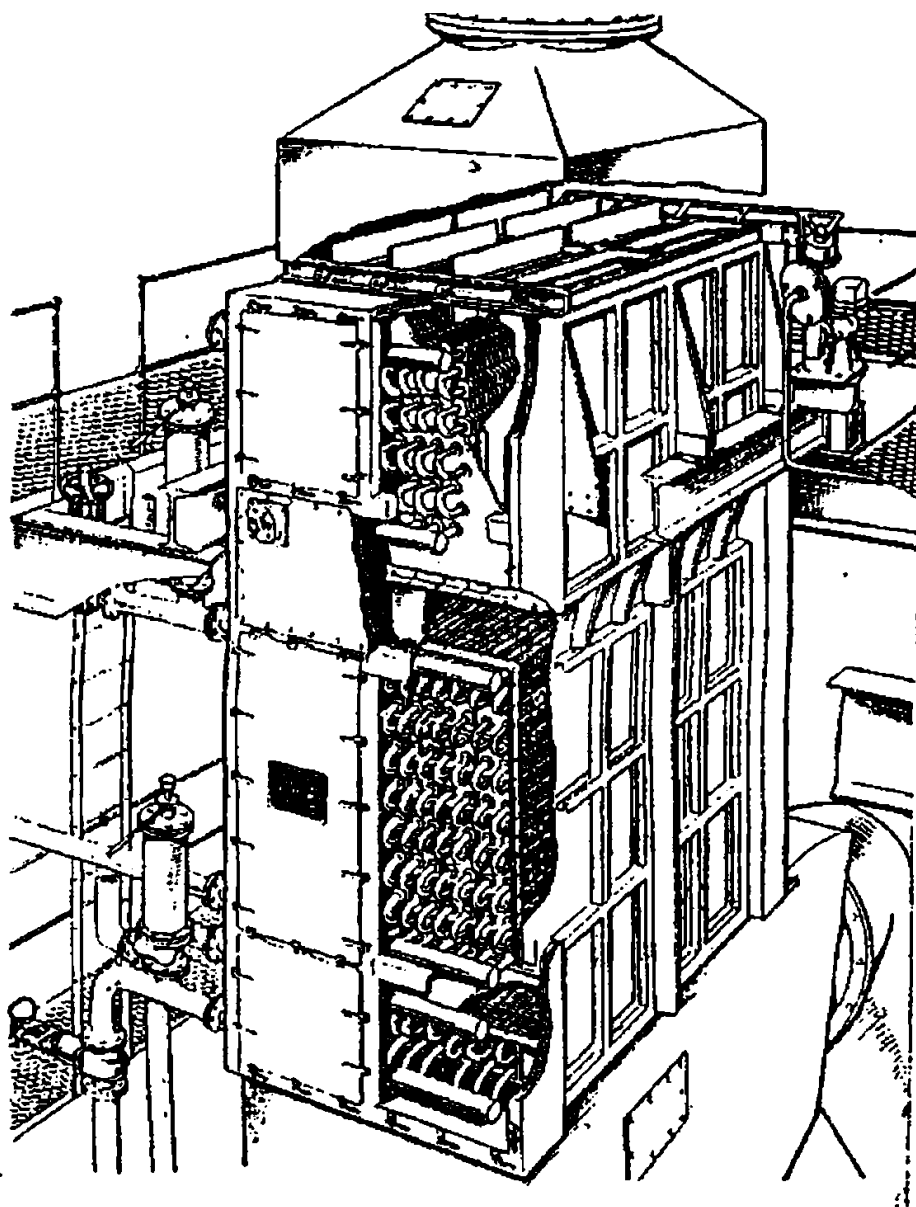


Рисунок 2.4 – Утилізаційний котел з економайзером і пароперегрівачем типу «Грін Дізекон».

Виробництво пари регулюється клапаном А. Цей же клапан використовується для регулювання паропродуктивності всієї системи. При збільшенні тиску пари в котлі клапан А відкривається і виробництво пари зменшується. Через редукційний клапан В пар з утилізаційного котла надходить у вигляді добавки в систему низького тиску. При цьому в утилізаційний котел подається циркуляційна вода з більшою температурою, що також сприяє зниженню тиску. Якщо цього виявляється недостатньо для зниження тиску, то

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		34

відкривається клапан Б і холодна живильна вода подається у допоміжні котли. Так як підігрівачі і генератор пари низького тиску при цьому включаються, то циркуляційна вода подається прямо з допоміжних котлів в утилізаційний. Таким чином вдається регулювати виробництво пари в широких межах. Подальше зниження здійснюється скиданням надлишків пара з генератора

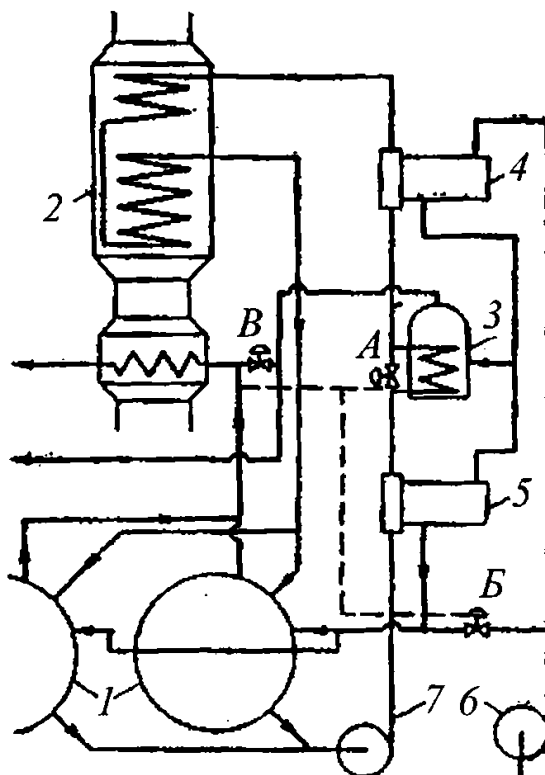


Рисунок 2.5 – Включення допоміжного та утилізаційного котлів на танкері: 1 - допоміжні котли; 2 - утилізаційний котел; 3 - генератор пари; 4 – підігрівач першого ступеня; 5 - підігрівач другого ступеня; 6 - живильний насос; 7 - циркуляційний насос.

На рис. 2.6 наведена схема утилізаційної установки шведської фірми «Де Лаваль», у яких температура газів на вході 300°C , на виході 200°C , генерується пара тиском $0,7\text{ МПа}$, потужність турбогенератора на режимі – 200 кВт .

При падінні тиску пари перед турбогенератором до $0,73\text{ МПа}$ автоматично включається (запускається) дизель-генератор. Відмінною особливістю схем шведських проектів є використання огнетрубних котлів.

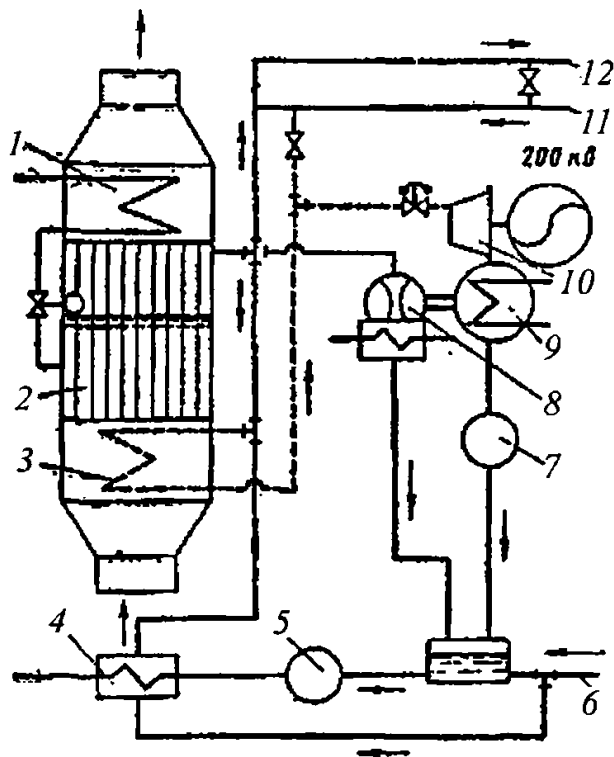


Рисунок 2.6 – Утилізаційний котел, включений за схемою «Де Лаваль»: 1 – економайзер 2 - утилізаційний котел; 3 - пароперегрівач; 4 - підігрівач води; 5 - насос живильної води; 6 - конденсат від збірної цистерни; 7 - конденса- Сатна насос; 8 - ежектор; 9 - конденсатор; 10 - турбогенератор; 11 - пар від допоміжного котла; 12 - пар на опалення та суднові потреби.

На рис. 2.7 представлена схема системи утилізації теплоти великотоннажного танкера (дедвейт 250 тис т.). Виробництво пари кожного двоконтурного котла - 50000 кг/год, робочий тиск пари 2,2 МПа; виробництво пари утилізаційного котла 8500 кг/год, робочий тиск пари 0,7 МПа.

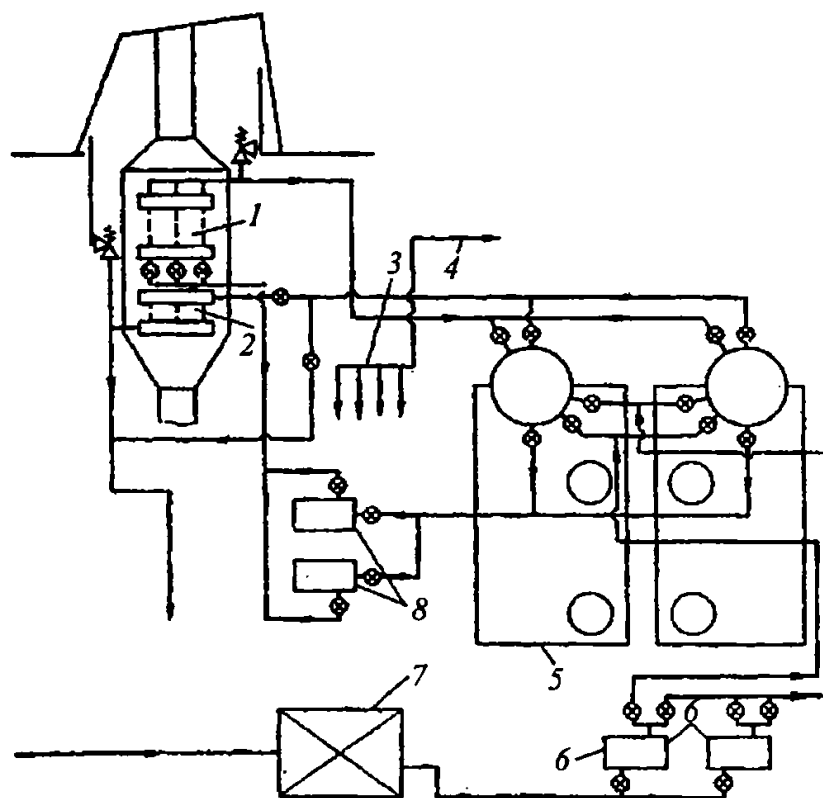


Рисунок 2.7 – Система утилізації теплоти великотоннажного танкера:

1 - утилізаційний котел; 2 - економайзер; 3,4 розподілення пари; 5 - допоміжні котли; 6 - живильні насоси; 7 - живильна вода; 8 - циркуляційні насоси.

2.2.2 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.

Фірма Зульцер розробила і застосувала в двигунах RTA бустерні систему (Sulzer Efficiency - Booster System), яка дозволила підвищити ккд двигунів до 54%. Питома витрата палива знижена на 5г \ кВт год, оскільки потужність двигуна

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		37

збільшується за рахунок силової турбіни, що не вимагає збільшення витрати палива. Вона працює з використанням відпрацьованих газів. Схема системи представлена на рис. 2.8.

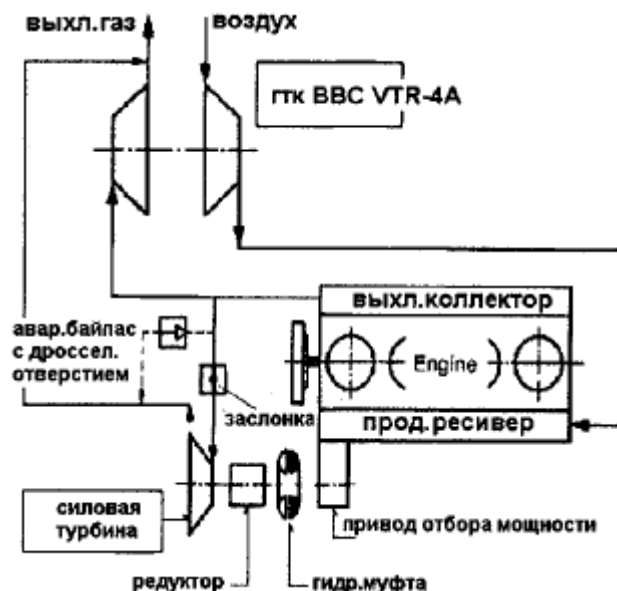


Рисунок 2.8 – Бустерна система двигунів RTA

У розглянутому варіанті вихлопні гази двигуна з вихлопного колектора паралельними шляхами прямують до наддувочного турбокомпресору і до силової турбіни, 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 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 багаточислинній 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 байпасній гілці в загальну вихлопну систему.

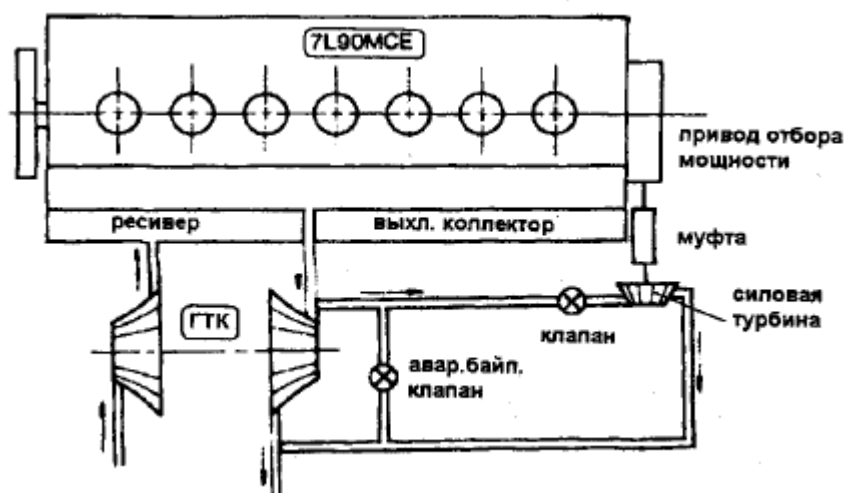


Рисунок 2.9 – Принципова схема турбокомпаундної системи фірми МАН

До аналогічного рішення по використанню енергії вихлопних газів прибігає і фірма МАН. Її система отримала найменування турбокомпаундної (Turbo-Compaund System - TCS). У ній на привід силовий турбіни використовується 10-12% енергії вихлопних газів. Відповідно зменшується потужність ГТК і кількість подаваного їм повітря в циліндри двигуна приблизно на 13%. У підсумку температура вихлопних газів за турбінами перед утилізаційним котлом піднімається в середньому на 30-50 °С, що відкриває можливість збільшити кількість пари, що виробляється утилізаційним котлом.

Енергія силовий турбіни використовується для приводу генератора електричного струму або передається на вал двигуна, як це реалізовано фірмою Зульцер.

Принципова схема системи TCS представлена на рис. 2.9.

Редукторна передача (рис. 2.10) дозволяє передавати потужність газової силовий турбіни на колінчастий вал двигуна і знімати потужність з двигуна для приводу електричного генератора. При цьому конструкцією передачі передбачена можливість підтримки частоти обертання незмінною і, тим самим, - сталості частоти струму.

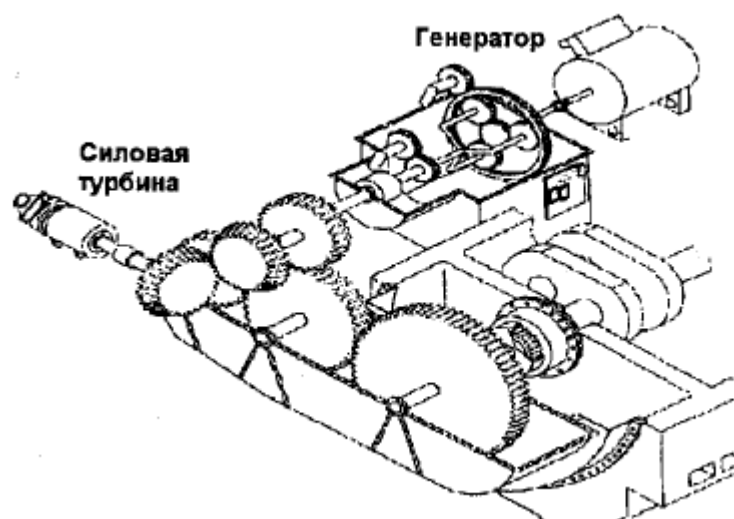


Рисунок 2.10 – Редукторна передача фірми Ренк для приводу генератора і передачі потужності від силовій турбіни

У новій концепції фірми МАН-Б.В. (Термо-ефективна система TES - Thermo Efficiency System) силова газова турбіна стикується з паровою турбіною, що приводить генератор електричного струму (див. рис. 2.11). Вироблення пара для парової турбіни здійснюється утилізаційним котлом, включеним в загальну систему відповідно до рис. 2.11.

Звичайна робоча рідина для циклів Ренкіна - вода під тиском. У разі низькотемпературного циклу температура кипіння набагато нижче, і така робоча рідина не є підходящою через низький ККД циклу при цих умовах. Це призводить до використання охолоджувачів або вуглеводнів в якості робочого тіла. Фізичні властивості робочих рідин мають ключове значення і впливають на ефективність циклу. Робоча рідина повинна мати низькою температурою застигання, високотемпературну стабільність, відповідний діапазон робочих тисків, не забруднювати навколишнє середовище, володіти стійкістю до корозії, безпечною у використанні, мати прийнятну для використання ціну.

Проведені експерименти показали можливість використання в якості робочого тіла хладону R123. Додатково проведена оптимізація результатів експерименту дозволила довести ККД установки до 11,58%.

При використанні в якості робочого тіла хладону R245fa ККД утилізаційної установки складе 9 ... 11%. За рахунок цього, і більш глибокого використання ВЕР, сумарне зниження витрати палива на дизельну енергетичну установку становить 9,1%.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОГО ДВИГУНА

3.1 Метод Гриневецького – Мазінга

В даному дипломному проекті 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. 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 ДВЗ 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

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

циліндри 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 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'ятьох процесів, що відтворюються у циклі: наповнення, стиску, згорання палива, розширення та випуску.

Точність розрахунку вважалася задовільною, якщо різниця між заданої і отриманої в результаті розрахунку потужності не перевищувала 0,5%. Для двигунів, що мають вільний газотурбінний наддув, при розрахунку циклу двигуна необхідно забезпечити баланс потужності турбіни і компресора турбокомпресора.

Забезпечення необхідного балансу отримувалось шляхом підбору таких значень коефіцієнта надлишку повітря α і тиск повітря за компресором турбокомпресора P_k , при якому потужність газової турбіни була рівній потужності компресора, насадженого на загальний з турбіною вал турбокомпресора. При цьому різниця між підбраним і дійсним значенням P_k (отриманим в результаті розрахунку циклу) не перевищувала 0,5%. В якості прикладу, представимо повний розрахунок номінального режиму роботи двигуна.

3.2 Розрахунок робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293 \text{ K}$.

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

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра, тип двигуна, його швидкохідності і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 13,5$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Приймаємо α дизельного двигуна 2,96.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,08$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Для цього двигуна коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,8 \dots 0,95$; $\xi_b = 0,82 \dots 0,98$.

Приймаємо $\xi_z = 0,95$; $\xi_b = 0,98$.

Механічний ККД двигуна η_m . Механічний ККД оцінює механічні втрати двигуна, являє собою відношення корисної до використаної потужності. Значення механічного ККД двигуна залежить від якості масла, від теплового стану двигуна. Значення ККД для МОД η_m знаходиться у межах 0,85...0,96. Приймаємо $\eta_m = 0,96$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі $\Delta P_{ох}$. У числовому виразі $\Delta P_{ох} = 0,004$ МПа.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах 500...1200К. Приймаємо $T_r = 550$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на дизельне 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.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

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 λ . Приймаємо $\lambda = 1,15$.

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 $\zeta = (0,92 \dots 0,99)$. Приймаємо $\zeta = 0,99$.

Відношення тиску перед турбіною до тиску після компресора Ψ_r . У цьому двигуні $\Psi_r = 0,91$.

Підігрів заряду від стінок циліндру. Приймаємо $\Delta T = 20 \text{ K}$. **Ступінь підвищення тиску**. $P_k = 3,8$.

Адіабатний ККД компресору η_{ad} . Приймаємо $\eta_{ad} = 0,8$.

Адіабатний ККД турбіни η_{adt} . Приймаємо $\eta_{adt} = 0,85$.

Механічний ККД турбіни η_{mt} . Приймаємо $\eta_{mt} = 0,96$.

Діаметр циліндру: $D = 0,98 \text{ м}$.

Хід поршня: $S = 2,22 \text{ м}$.

Частота обертів колінчастого валу: $n = 104 \text{ хв}^{-1}$.

Число циліндрів: $I = 12$.

Ефективна потужність N_e = 72260 кВт.

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \times \left[1 + \frac{\left(\frac{0,38}{0,101} \right)^{0,286} - 1}{0,8} \right] = 461,304$$

Температура повітря перед двигуном, К

$$T_s = T_k - \eta_o \times (T_k - T_0) = 461,304 - 0,87 \times (461,304 - 293) = 314,879$$

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						46
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{314,879 + 20 + 0,08 \times 550}{1 + 0,08} = 341,555$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,380 - 0,004 = 0,376$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа

$$P_a = \xi_a \times P_s = 0,96 \times 0,376 = 0,361$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \times \frac{P_a}{P_s} \times \frac{T_s}{T_a} \times \frac{1}{1 + \gamma_r} \times (1 - \varphi_n) =$$
$$\frac{13,5}{13,5 - 1} \times \frac{0,361}{0,376} \times \frac{314,879}{341,555} \times \frac{1}{1 + 0,08} \times (1 - 0,045) = 0,845$$

Розрахунок процесу стиску

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено.

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

При виборі величини n_l , необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_l збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску n_l зменшується; зі зменшенням інтенсивності

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

охолодження двигуна n_l збільшується; зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_l збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_l = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунок:

$$n_l = 1,363$$

Тиск в кінці процесу стиску, МПа

$$P_c = P_a \times \epsilon^{n_l} = 0,361 \times 13,5^{1,363} = 12,545$$

Температура в кінці процесу стиску, К

$$T_c = T_a \times \epsilon^{n_l-1} = 341,555 \times 13,5^{1,363-1} = 879,311$$

Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \times \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,75}{0,21} \times \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,36$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \times H + O}{32 \times L} = 1 + \frac{8 \times 0,126 + 0,004}{32 \times 1,167} = 1,022$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,022 + 0,08}{1 + 0,08} = 1,020$$

Доля палива, що згоріла в точці z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,95}{0,98} = 0,969$$

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						48
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \times x_z = 1 + \left(\frac{1,022 - 1}{1 + 0,08} \right) \times 0,969 = 1,02$$

Максимальна температура згоряння, К

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

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

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

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

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

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,022 + 0,08}{1 + 0,08} = 1,020$$

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

$$T_z = 1602$$

Максимальний тиск згоряння, МПа

$$P_z = \lambda \times P_c = 1,2 \times 12,545 = 14,427$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						49
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,02}{1,20} \times \frac{1602}{879,311} = 1,615$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{13,5}{1,614} = 8,361$$

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:

$$n_2 = 1,299$$

Температура в кінці процесу розширення, К

$$T_b = T_z \times \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} = 1602 \times \frac{1}{8,361^{1,299-1}} = 848,001$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{14,427}{8,361^{1,289}} = 0,914$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

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

$$= \frac{12,545}{13,5 - 1} \times \left[1,15 \times (1,615 - 1) + \frac{1,15 \times 1,615}{1,299 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{8,361^{1,299-1}} \right) - \frac{1}{1,363 - 1} \times \left(1 - \frac{1}{13,5^{1,363-1}} \right) \right] = 1,949$$

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P_i' \times \zeta \times (1 - \eta_n) = 1,949 \times 0,99 \times (1 - 0,045) = 1,931$$

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

$$g_i = 433 \times \frac{P_s \times \eta_n}{\alpha \times L_0 \times T_s \times P_i} = 433 \times \frac{15,545 \times 0,848}{2,94 \times 0,495 \times 314,879 \times 1,842} = 0,163$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \times Q_n} = \frac{3600}{0,163 \times 42700} = 0,517$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \times \eta_m = 1,842 \times 0,94 = 1,732$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m = 0,517 \times 0,94 = 0,486$$

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

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,163}{0,94} = 0,173$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13,1 \times D_c^2 \times S_c \times z \times P_e \times n \times i = 13,1 \times 0,98^2 \times 2,66 \times 1 \times 1,732 \times 104 \times 10 = 57289$$

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						51
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Порівняння заданої та отриманої потужності двигуна

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \times 100\% = \frac{57289 - 57200}{57200} = 0,156\%$$

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

Визначення дійсного P_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

Універсальна газова стала $R = 287 \text{ /кг*К}$

$$G = \left(\frac{\pi \times D_c^2}{4} \right) \times S_c \times \left(\frac{P_s \times 10^6}{R \times T_s} \right) \times \eta_i \times i \times z \times \left(\frac{n}{60} \right) \times \phi_a =$$

$$= \frac{3,14 \times 0,98^2}{4} \times 2,66 \times \frac{12,545 \times 10^6}{287 \times 879,311} \times 0,517 \times 10 \times 1 \times \frac{104}{60} \times 0,45 = 128,415$$

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \times \frac{N_e}{3600} = 128,415 + 0,173 \times \frac{57200}{3600} = 131,318$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \times P_k = 0,91 \times 0,38 = 0,346$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \times \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 848,001 \times \left(\frac{0,346}{0,914} \right)^{\frac{1,299-1}{1,299}} = 677,895$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

				$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \times (\alpha - 1) \times L_0] + (0,79 \times \alpha \times L_0) =$	Аркуш
Зм.	Арк.	№ документа	Питань	днів	52

$$= \frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{2} + [0,21 \times (2,75 - 1) \times 0,495] + (0,79 \times 2,75 \times 0,495) = 1,487$$

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

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

$$= \frac{1}{\frac{0,87}{12 \times 1,393 \times 189} + \frac{0,126}{2 \times 1,393 \times 461,6} + \frac{0,21 \times (2,75 - 1) \times 0,495}{1,393 \times 259,8} + \frac{0,79 \times 2,75 \times 0,495}{1,393 \times 259,8}} = 287,557$$

Показник адіабати розширення газу в турбіні

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \times T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \times T_t} = \frac{(19,791 + 0,003 \times 677,895) + 8,314}{19,791 + 0,003 \times 689,042} = 1,384$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в компресорі

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

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						53
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,384}{1,384 - 1} \right) \times 287,557 \times 677,895 \times \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,346}{0,101} \right)^{\frac{1,384-1}{1,384}}} \right] \times 0,96 \times 0,85 \times 157,581}{154,098 \times 287 \times 293 \times \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \times \frac{1}{0,8}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 3,756$$

Дійсний тиск надуву, МПа

$$P_{kd} = \Pi_{\kappa} \times P_0 = 3,756 \times 0,101 = 0,3805$$

Порівняння заданого та отриманого тиску надуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \times 100\% = \frac{0,3805 - 0,38}{0,38} = 0,135\%$$

Точність розрахунку задовільна, різниця між заданим і отриманим в результаті розрахунку тиском надуву не перевищує 0,5%.

За результатами розрахунку будуюмо індикаторну діаграму, яка представлена на рисунку 3.1

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						54
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

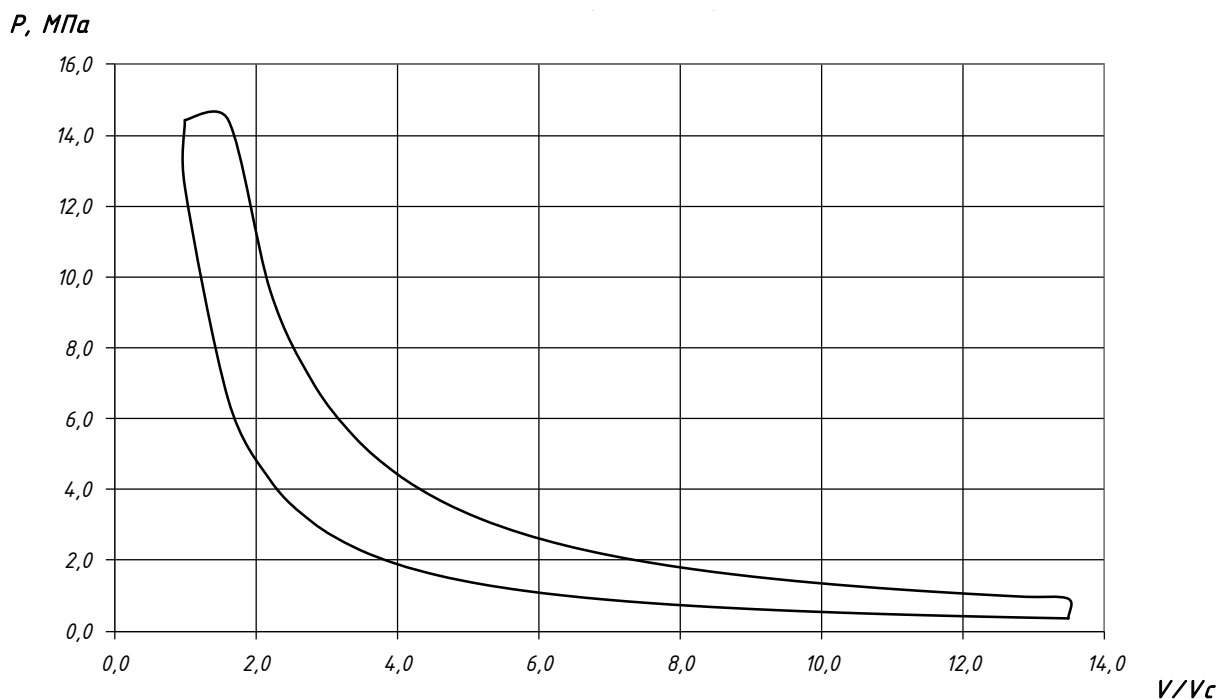


Рисунок 3.1 – Індикаторна діаграма двигуна

3.3 Розрахунок теплового балансу двигуна

У суднових двигунах внутрішнього згоряння в ефективну роботу перетворюється 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 введеного 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;
 $Q_{н.в.}$ – теплота неврахованих втрат, кВт.

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

$$Q_{\Sigma} = \frac{Ne}{\eta_e} = \frac{57200}{0,486} = 117695,473 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{\Gamma o} = G_{\Gamma} C p_{\Gamma} (T_{зг} - T_o) = 131,318 \times 1038,38 \times (518 - 293) = 30680,547 \text{ кВт},$$

де ізобарна теплоємність газів обчислюється згідно з рівнянням Майєра:

$$C p_{\Gamma} = \frac{K_{\Gamma}}{K_{\Gamma} - 1} R_{\Gamma} = \frac{1,383}{1,383 - 1} \times 287,564 = 1038,38 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$$

Температура газів за турбіною приймається згідно вимогам ІМО
 $T_{зг} = 245 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

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

$$Q_{\Pi} = G_{\Pi} C p_{\Pi} (T_{ОНВ} - T_o) = 128,415 \times 1,01 \times (310 - 293) = 2183,055 \text{ кВт},$$

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						56
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$Q_{\Gamma} = Q_{\Gamma O} - Q_{\Pi} = 30680,547 - 2183,055 = 28497,492 \text{ кВт}$$

3. Кількість теплоти, що надходить у воду внаслідок охолодження надувочного повітря $Q_{\Pi}=24610$ кВт (данні надано фірмою-виробником).

4. Кількість теплоти, що надходить у воду (теплова потужність потоку теплоти, що надходить у воду) наведена у довідкових даних $Q_W=6880$ кВт.

5. Кількість теплоти, що надходить у масло (теплову потужність потоку теплоти у масло) також беремо з довідкових даних $Q_M=4660$ кВт

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

$$Q_{\Sigma} = Q_{\Gamma} + Q_{OHB} + Q_W + Q_M + Q_{H.B.} + Ne = 28497 + 24610 + 6880 + 4660 - 4152 + 57200 = 117695 \text{ кВт.}$$

Розбіжність у рівнянні загального балансу теплоти (приблизне значення нев'язки балансу: $Q_{H.B.} = -4152$ кВт, що складає 3,52 % і відповідає точності даних, наданих фірмою-виробником.

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

$$Q_{\Sigma} = Q_{\Gamma} + Q_{OHB} + Q_W + Q_M = 39253 + 29010 + 8640 + 5570 = 82473 \text{ кВт}$$

За результатами розрахунку будуємо кругову (рис. 2.2) та Т-Q діаграму (рис. 2.3) теплового балансу двигуна.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						57
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



Рисунок 2.2 – Діаграма теплового балансу 10K98 МС

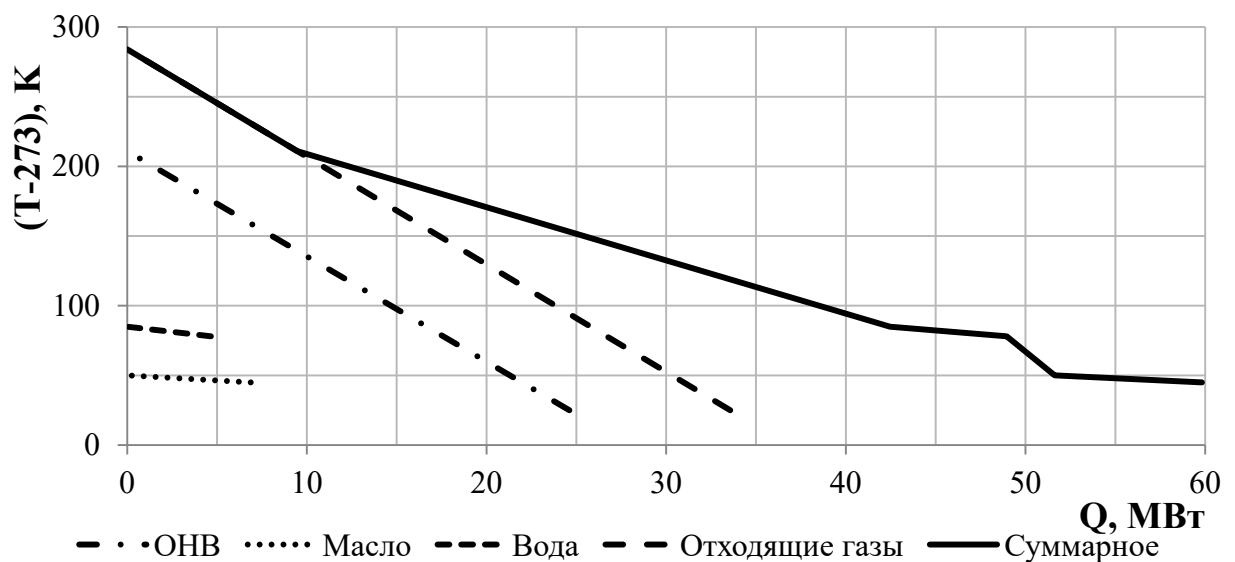


Рисунок 2.3 – T-Q діаграма вторинних енергоресурсів двигуна 10K98 МС

З T-Q діаграми видно, що теплова потужність ВЕР збільшується зі зменшенням температури. Для теплоутилізуючої установки раціонально використовувати тепло з температурним потенціалом вище 50 °С, що дозволить зберігати мінімальний температурний напір близько 20 °С в утилізаційному котлі. Як видно з рис. 2.15, теплова потужність ВЕР при 50 °С становить близько 50 МВт.

РОЗДІЛ 4

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ШЛЯХОМ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА В УСТАНОВЦІ З ВИКОРИСТАННЯМ НИЗЬКОКИПЛЯЧОГО РОБОЧОГО ТІЛА

4.1 Цикл Ренкіна

Цикл, в якому робоче тіло охолоджується до переходу в рідкий стан, був запропонований в 50-х роках XIX століття майже одночасно шотландським інженером і фізиком У. Ренкіном і Р. Клаузиусом; зазвичай цей цикл називають циклом Ренкіна. Схема теплосилової установки з циклом Ренкіна представлена на рис. 4.1.

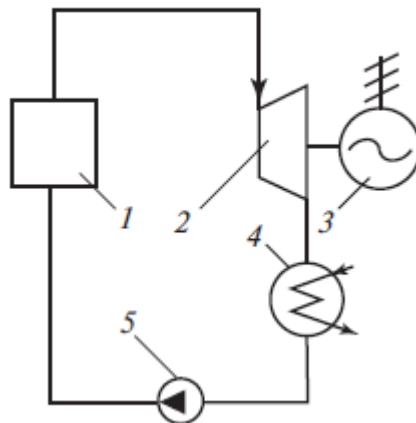


Рисунок 4.1 – Схема теплосилової установки, що працює за циклом Ренкіна

Цикл Ренкіна в T-s-діаграмі зображений на рис. 3.2. Вологий пар в конденсаторі повністю конденсується по ізобарі $p_2 = \text{const}$ (точка 3 на рис. 4.2). Потім вода стискається насосом від тиску p_2 до тиску p_1 ; цей Адіабатний процес показано в T-s-діаграмі вертикальним відрізком 3-5. Довжина відрізка 3-5 в T-s-діаграмі вельми мала; в області рідини ізобари в T-s-діаграмі проходять дуже близько один від одного. Завдяки цьому при ізотермічному стисненні води, що

знаходиться при температурі 25 °С і тиску насичення 3,1 кПа, до тиску 29400 кПа температура води зростає менш ніж на 1 °С, і можна з високим ступенем наближення вважати, що в області рідини ізобари води практично збігаються з лівою граничною кривою.

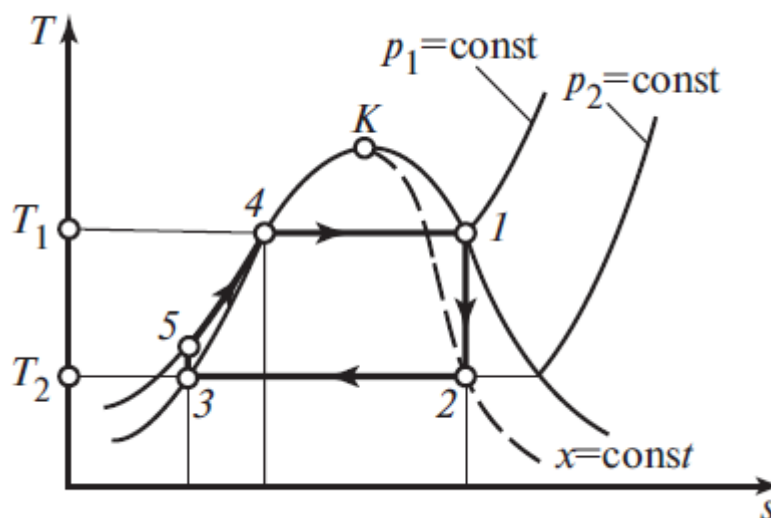


Рисунок 4.2 – T-s-діаграма парового циклу Ренкіна

З насоса вода під тиском p_1 надходить в котел, де до неї в ізобарному процесі $p_1 = \text{const}$ підводиться теплота. Спочатку вода в котлі нагрівається до кипіння (ділянка 5-4 ізобари $p_1 = \text{const}$ на рис. 3.2), а потім, після досягнення температури кипіння, відбувається процес пароутворення (ділянка 4-1 ізобари $p_1 = \text{const}$ на рис. 4.2). Сухий насичений пар, що отримується в котлі, надходить в турбіну; процес розширення в турбіні зображується адіабатним 1-2. Відпрацьований вологий пар надходить в конденсатор, і цикл замикається.

Різниця між докритичним і надкритичним циклом Ренкіна полягає в процесі нагріву. В надкритичному циклі Ренкіна, нагрівання робочої рідини відбувається безпосередньо з рідкого стану в надкритичний стан, минаючи двухфазну область, що дозволяє йому мати кращий тепловий напір, а це призводить до зменшення втрат ексергії.

Силовий цикл на надкритичному CO_2 виробляє енергію більш ефективним шляхом, використовуючи тепло з відходящих вихлопних газів силових установок.

Відносно висока питома вага CO_2 дозволяє розробити просту і компактну конструкцію системи.

Рідкий CO_2 з тиском вище критичного (SuperCO_2) закачується насосом для попереднього нагріву в рекуператор і далі надходить у теплообмінник - перегрівач. Далі CO_2 з високою енергією надходить в турбіну, де розширюється і приводить в дію генератор. Генератор виробляє електроенергію для споживачів, а розширений CO_2 охолоджується в рекуператорі і конденсується в рідину в конденсаторі.

Простота установки обумовлена відсутністю проміжних нагріваючих контурів. Компактність досягається завдяки фізичним властивостям CO_2 .

3.2 Робоче тіло утилізаційного циклу

Основні вимоги до властивостей найбільш зручного (з термодинамічної та експлуатаційної точок зору) робочого тіла вимагають, що робоче тіло повинно забезпечувати можливо більш високий коефіцієнт заповнення циклу. Для цього робоче тіло повинне мати можливо меншу ізобарну теплоємність в рідкому стані (в цьому випадку ізобари в T-s-діаграмі, нахил яких визначається величиною $\delta T/\delta s$, проходять досить круто, наближаючись до вертикалі). Бажано також, щоб робоче тіло мало можливо більш високі критичні параметри: при одній і тій же температурі насиченої пари більший коефіцієнт заповнення має цикл, здійснюваний з робочою речовиною з більш високими критичними параметрами.

Властивості робочого тіла повинні бути такими, щоб висока верхня температура при досить високому коефіцієнті заповнення циклу забезпечувалася при не надто високому тиску пари, тобто щоб високий термічний ККД досягався без переходу до надмірно високих тисків, які призводять до великого ускладнення установки. Разом з тим робоче тіло повинне бути таким, щоб його тиск насичення при нижчій температурі циклу (тобто температурі, близької до температури навколишнього середовища) був не надто низьким; занадто низький тиск

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						61
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

насичення вимагатиме застосування глибокого вакууму в конденсаторі, що пов'язане з великими технічними складнощами.

Робоче тіло має бути недорогим; воно повинно бути не агресивним щодо конструкційних матеріалів, з яких виконується теплосилова установка; воно повинно не завдавати шкоди обслуговуючому персоналу (тобто не повинно бути токсичним).

На жаль, в даний час робоче тіло, які в належній мірі задовольняють всім умовам, невідомі. Найпоширеніше робоче тіло в сучасній теплоенергетиці – вода – не задовольняє умові досить низької теплоємності в рідкій фазі, але задовольняє умові не надто низького значення тиску в конденсаторі; вода є цілком підходящим робочим тілом для низькотемпературної частини циклу і досить часто використовується у складі електростанцій різного типу.

Однак, при використанні води у якості робочого тіла для утилізації тепла вторинних енергетичних ресурсів малооборотного двигуна, ефективність установок буде дуже низькою через низькі температури вторинних енергоресурсів. На судах застосовувався ряд подібних схем, однак через пониження температурного рівня вихлопних газів сучасних малооборотних дизелів нижче 520 К даний спосіб стає малоефективний і вимагає більш громіздкого обладнання. Крім того, відпрацьоване тепло з температурою нижче 600 К, не забезпечує достатнього перегріву пари, що є основною вимогою для запобігання парової конденсації і ерозії лопаток турбіни.

Вуглекислий газ (CO_2 , або R744) буде досить перспективною альтернативою, будучи в надлишку, негорючий, нетоксичний і недорогий, немає необхідності в його відновленні та утилізації. Для замкнутих приміщень це вимагає застосування спеціальних систем безпеки і спостереження. Тиск нагнітання CO_2 високий, а критична температура в 31 °C (при 7,4 МПа) досить низька. Залежно від температури джерела тепла, робота надкритичному режимі при тисках вище 10 МПа, дозволяє отримати більш високий ККД циклу. Властивості CO_2 представлено на рисунках 4.3, та 4.4.

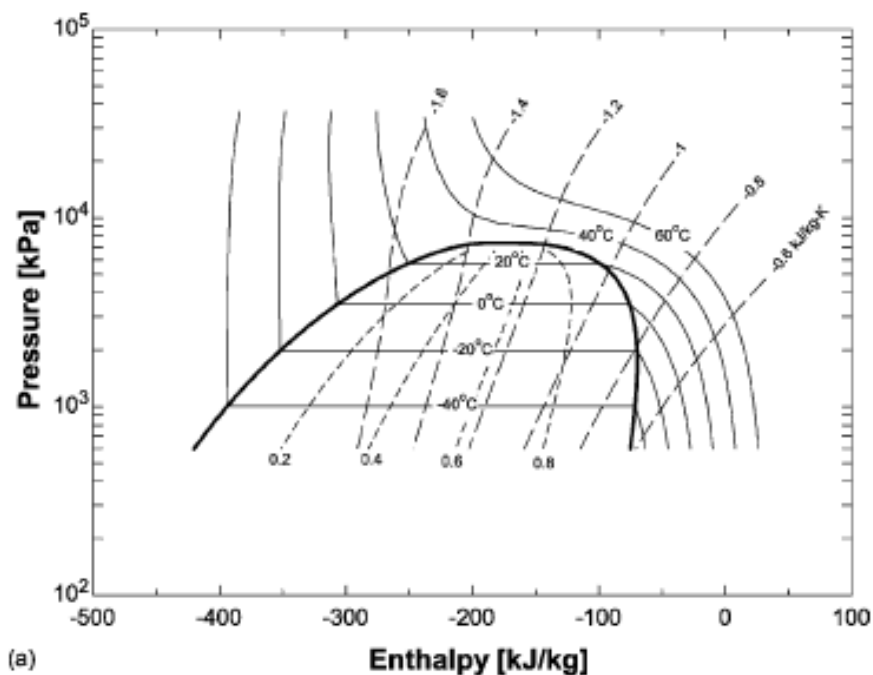


Рисунок 4.3 – P-h діаграма CO₂

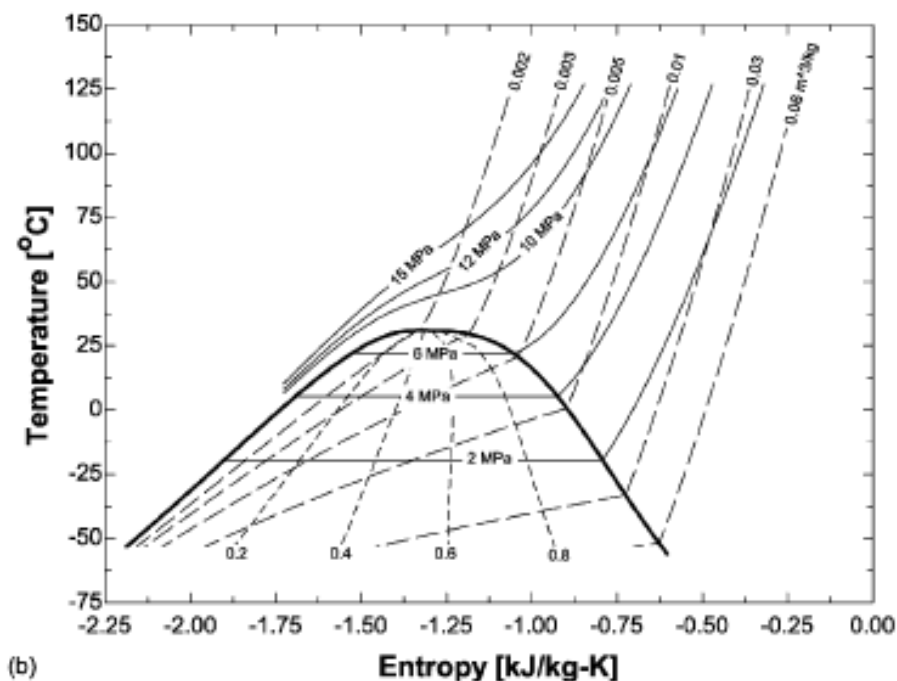


Рисунок 4.4 – T-s діаграма CO₂

4.3 Силлові установки з діоксидом вуглецю

У 2004 Міністерстві енергетики США (DOE), Управлінні ядерної енергетики і Массачусетському технологічному інституті (MIT) проведено

дослідження надкритичних циклів Ренкіна, які доводять, що заміна традиційного парового циклу для електростанцій на надкритичний з діоксидом вуглецю (CO_2) дозволить підвищити ефективність електростанцій на 7% - 12%. Для досягнення цієї мети, DOE доручило Sandia National Laboratories (SNL) провести дослідження з випробуванням надкритичних силових циклів CO_2 і встановити рівень технічної готовності. Це призвело до визначення кількох технічних ризиків, які необхідно вирішити, перш ніж технологія може перейти до комерційного використання. Була сконструйована та побудована експериментальна установка надкритичного силового циклу CO_2 , щоб перевірити теоретичну ефективність та надійність складових компонентів, що викликають найбільшу стурбованість: продуктивність і стабільність роботи компресору, ефективність теплообмінника, систему запуску і систему управління.

Визнаючи, що багато пунктів технічного ризику були безпосередньо пов'язані з турбінним агрегатом і системами контролю, SNL в партнерстві з Barber-Nichols Inc. (BNI) було доручено займатись виготовленням та випробуванням обладнання. Проект був розділений на два етапи, початок другого етапу, залежить від позитивних результатів на першому етапі. Мета першого етапу полягала у підтвердженні ефективності компресора і стабільності роботи в критичній точці CO_2 , саме це викликало найбільший технічний ризик.

Згодом, SNL і BNI перейшли до другої фази, і створили тестову установку потужністю 300 кВт, де отримана висока теплова потужність теплообмінника, також були розроблені та сконструйовані системи пуску та алгоритми системи управління (рис 3.5).

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

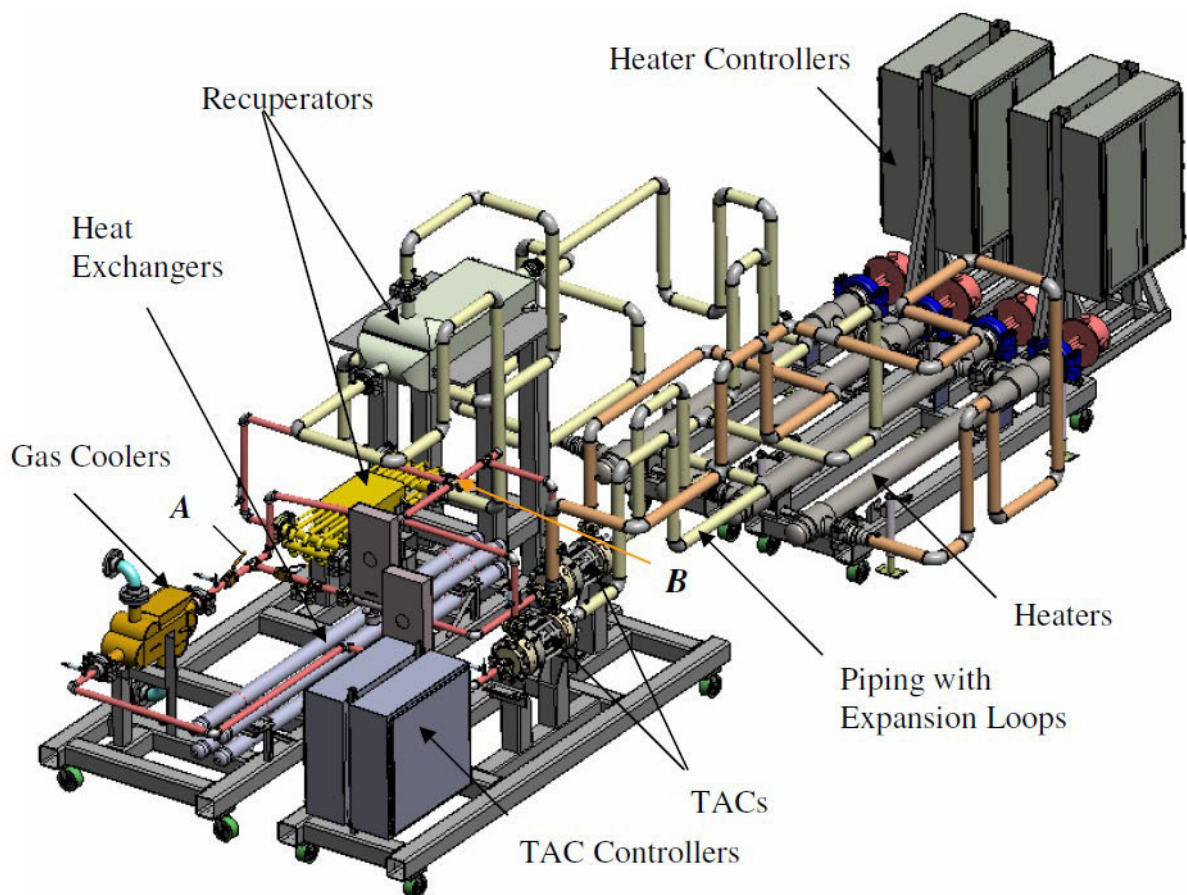


Рисунок 4.5 - Загальний вид експериментальної силової установки, що працює на двоокисі вуглецю CO₂

Крім того під час другого етапу, ВНІ розроблені високоефективні технології, які включали створення високошвидкісних підшипників і запатентовані плаваючі лабіринтні ущільнення для використання у надкритичному циклі CO₂, контролер комбінованого двигуна / генератора, що дозволило турбокомпресору пройти тестовий цикл, щоб перемикатися між моторним та генераторним режимом в процесі роботи. Заміряна ефективність експериментальних випробувань була в межах 2% прогнозованої ефективності, що дозволило перевірити оригінальну теорію, розроблену Міністерством енергетики та Масачусетським технологічним інститутом в 2004 році, та підтвердити, що повномасштабна надкритична CO₂ електростанція може досягти високої ефективності.

4.4 Особливості конструкції компресору

Основний цикл випробувань компресора був розроблений для перевірки працездатності поблизу критичної точки, де висока щільність рідини і порівняно низька в'язкість, що дозволяє звести до мінімуму роботу стиснення, і, таким чином, підвищити загальну ефективність циклу.

Через свою близькість до критичної точки, можливість роботи в двофазній області викликає великий інтерес. Компресор призначений для роботи при тиску на вході 7,68 МПа і температурі 305,4 К, відповідно, при цьому тиск на виході з нього 13,84 МПа при масовому розході 3,67 кг/с і швидкості обертання 75000 оборотів на хвилину. Загальний рівень термодинамічної потужності циклу визначається теплом та температурою джерела нагрівання.

Ці дослідження привели до створення пристрою, зображеного на рисунку 4.6 з корисною потужністю циклу 250 кВт. Витрата компресора 3,67 кг/с на розрахунковому режимі. ККД конструкції 66%, потужність – 55 кВт.

Визначення швидкості потоку компресора разом з вибором швидкості обертання валу визначає, розмір компресора. Швидкість була обмежена 75000 оборотів в хвилину через динамічні характеристик ротора. Це дозволяє отримати безрозмірну питому швидкість 0,63, що менше, ніж оптимальне значення близько 0,85 для даного співвідношення параметрів. Можна було б отримати більш високу ефективність, якщо швидкість буде збільшена, тим не менш, недоліки проявилися через невеликий розміру колеса (і, отже, великих відносних зазорів). Розрахункова і отримана термодинамічної ефективність компресора нижче, ніж розрахункова у повномасштабного аналога через конструктивні особливості. В остаточному варіанті модуля турбіни-генератор-компресора (ТГК), зазор між робочим колесом на виході лопаток і кожуха 12% від висоти лопаток, незважаючи на низьке абсолютне значення, що є дуже великою величиною, і несе з собою істотне зниження продуктивності.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						66
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

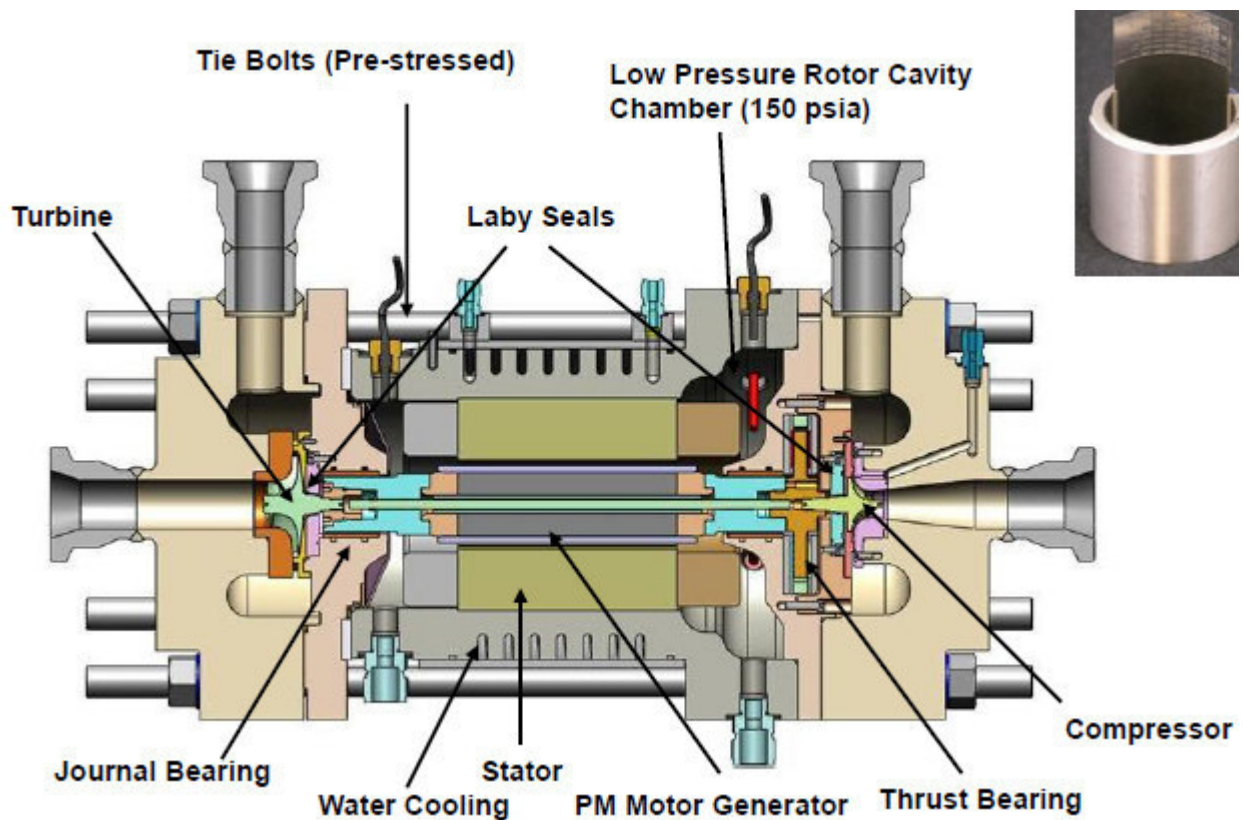


Рисунок 4.6 – Блок компресор-детандер-генератор

Для установки потужністю 50 МВт, може бути реально досяжна конструкція з ефективністю компресора в діапазоні від 83% до 85%. Крім того, компресор даної конструкції надійно працює в області параметрів діоксиду вуглецю поблизу критичної точки.

4.5 Особливості запуску установки

Для досягнення робочого стану конструкції, необхідно перейти послідовно до розрахункових умов роботи, тобто до визначеного режиму. Однією з експлуатаційних проблем буде запуск установки, тому були розроблені наступні рекомендації, для максимально швидкого досягнення розрахункового режиму.

Одним з перших завдань до початку роботи установки є заповнення вуглекислим газом всіх контурів. Для цього після відключення допоміжного обладнання необхідно герметизувати систему, потім відкачати з неї повітря, тільки після цього можна проводити закачування діоксиду вуглецю.

Байпасний контур. У конструкцію установки включений турбогенератор-компресор, і умови циклу спочатку відрізняються від розрахункових експлуатаційних параметрів, байпасна лінія була встановлена для перепуску потоку в обхід турбіни.

Початкова температура циклу, яка приблизно відповідає температурі навколишнього середовища, призведе до того, що CO_2 в основному знаходиться в рідкому в контурі. Для підвищення температури, потік рідини прокачується циркуляційним насосом через спеціальний нагрівач, що значно піднімає температуру перед детандером і полегшує пуск.

Температура циклу може наблизитися до 500 К в певних місцях конструкції, і для розігріву окремих елементів потрібен час. Для безпечної експлуатації потрібно проводити поступовий підігрів елементів конструкції, аби не допустити значних теплових напружень. Для ефективної роботи установки значну увагу треба приділяти ізоляції нагрітих елементів.

4.6 Розрахунок утилізаційного циклу

Кількість тепла, яке можливо використати в утилізаційному $Q_d=50$ МВт циклі беремо з теплового балансу двигуна (розділ 2.4). При тиску 15 МПа (стандартний тиск при експлуатації газобалонного обладнання), та температурі $t_1 = 220$ °С (493 К) ентальпія CO_2 в точці 1 (розрахункова схема рис. 4.4) становить $H_1=639,898$ кДж/кг, ентропія – $S_1=2,182$ кДж/(кгК).

Тиск за турбіною (точка 2) раціонально обмежити 7 МПа, враховуючи що розширення відбувається з постійною ентропією параметри за турбіною $S_2=2,182$ кДж/(кгК), $H_2=581,069$ кДж/кг, $T_2=418$ К ($t_2=144,94$ °С).

Параметри робочого тіла після конденсатору обмежуються тиском 7 МПа при цьому температура робочого тіла становить $t_4=28,68$ °С, ентальпія робочого $H_4=293,95$ кДж/кг, ентропія $S_4=1,31$ кДж/кг. При температурі холодного носія $t_{хол}=20$ °С температурний напір в конденсаторі становить

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						68
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\Delta T = t_4 - t_4 = 28,68 - 20 = 8^\circ\text{C} = 8\text{ K}$$

Тоді витрата пару робочого тіла G_f розраховується за формулою

$$G_f = \frac{Q_d}{(H_1 - H_4)} = \frac{50 \times 10^6}{(639,898 - 293,950) \times 10^3} = 144,530 \text{ кг/с}$$

Тоді теоретична потужність турбіни N_T становить

$$N_T = G_f (H_1 - H_2) = 144,530 \times (639,898 - 581,069) / 10^6 = 8,503 \text{ МВт},$$

Індикаторна потужність турбіни N_I

$$N_I = N_T \times \eta_o = 8,503 \times 0,83 = 7,057 \text{ МВт}$$

де η_o – внутрішній ККД турбіни, приймаємо $\eta_o = 0,83$.

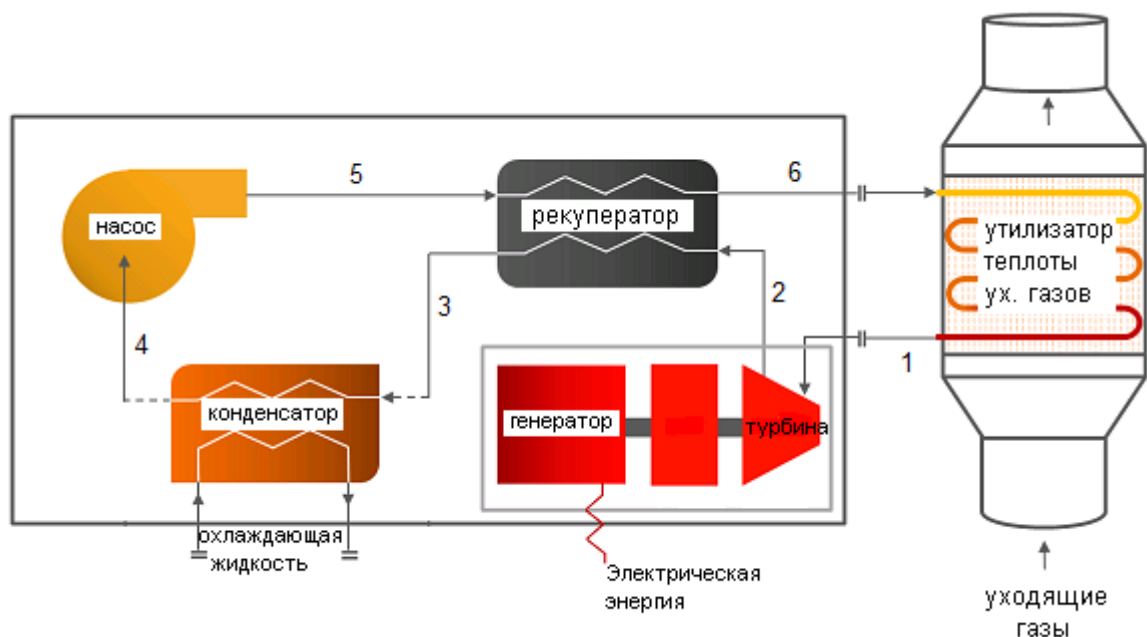


Рисунок 4.7 – Розрахункова схема утилізаційного циклу

При ізоентропійному стискуванні робочого тіла в компресорі до 15 МПа, параметри робочого тіла після компресору $S_5=S_4=1,31$ кДж/кг, $t_5=47,187$ °С, $H_5=305,595$ кДж/кг.

Потужність живильного компресору розраховується за формулою N_n

$$N_{KT} = G_f (H_4 - H_5) = 144,530 \times (305,595 - 293,95) / 10^3 = 1,638 \text{ МВт},$$

Індикаторна потужність турбіни N_I

$$N_I = \frac{N_T}{\eta_o} = \frac{1,638}{0,83} \times 0,83 = 2,027 \text{ МВт}$$

де η_f – механічний ККД компресора, приймаємо $\eta_f = 0,83$;

Теплова потужність конденсатору Q_k

$$Q_k = G_f (H_2 - H_4) = 144,530 \times (581,069 - 293,95) = 41,497 \text{ МВт}$$

де H_4 – ентальпія при температурі після конденсатору, $H_4 = 293,95$ кДж/кг

Витрата води на охолодження, при різниці температур $\Delta T = 5$ С

$$G_v = \frac{Q_k}{C_p \Delta T} = \frac{41,497 \times 10^6}{4200 \times 8} = 1235 \text{ кг/с}$$

де C_p – теплоємність води, $C_p = 4200$ кДж/(кгК);

ΔT – нагрів охолоджуючої води, приймається $\Delta T = 8$ С.

Потужність охолоджуючого насосу N_v , при перепаді тиску $\Delta P = 100$ Па

$$N_v = G_v \Delta P = 1235 \times 100 = 0,124 \text{ МВт}$$

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						70
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ефективна потужність турбіни становить Ne

$$Ne = N_i - N_n - N_v = 7,057 - 1,368 - 0,124 = 5,565 \text{ МВт}$$

ККД утилізаційного циклу визначається як відношення ефективної потужності до спожитого тепла

$$\eta = \frac{Ne}{Q_d} = \frac{5,565 \times 10^6}{50 \times 10^6} = 0,11$$

При цьому потужність суднової енергетичної установки зросте на ΔN

$$\Delta N = \frac{Ne}{N_{гд}} = \frac{5,565 \times 10^6}{57200 \times 10^6} = 0,973 \text{ МВт}$$

За результатами розрахунку будемо температурно-ентропійну діаграму, яка ілюструє температурний потенціал утилізаційного циклу (рис. 4.9), та ентальпійно-ентропійну діаграму (рис. 4.10) яка показує зміну енергії в циклі.

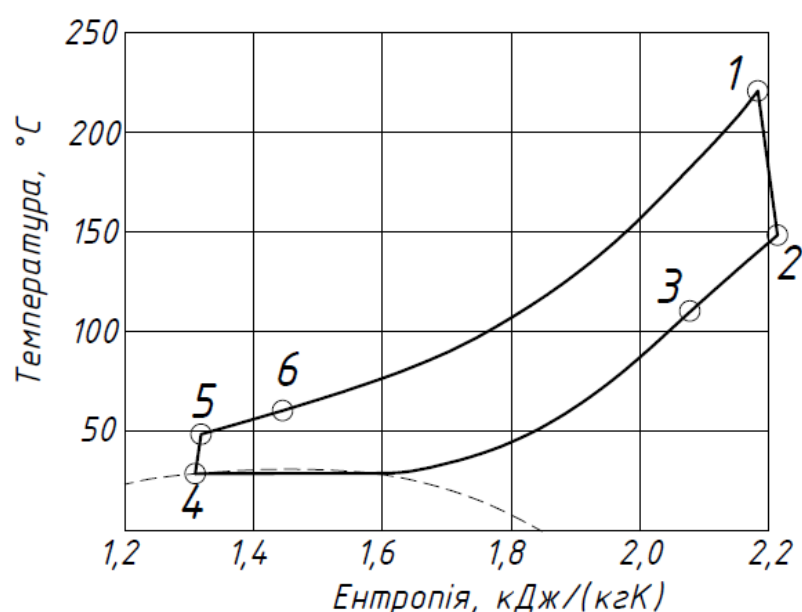


Рисунок 4.9 – Т-s – діаграма утилізаційного циклу

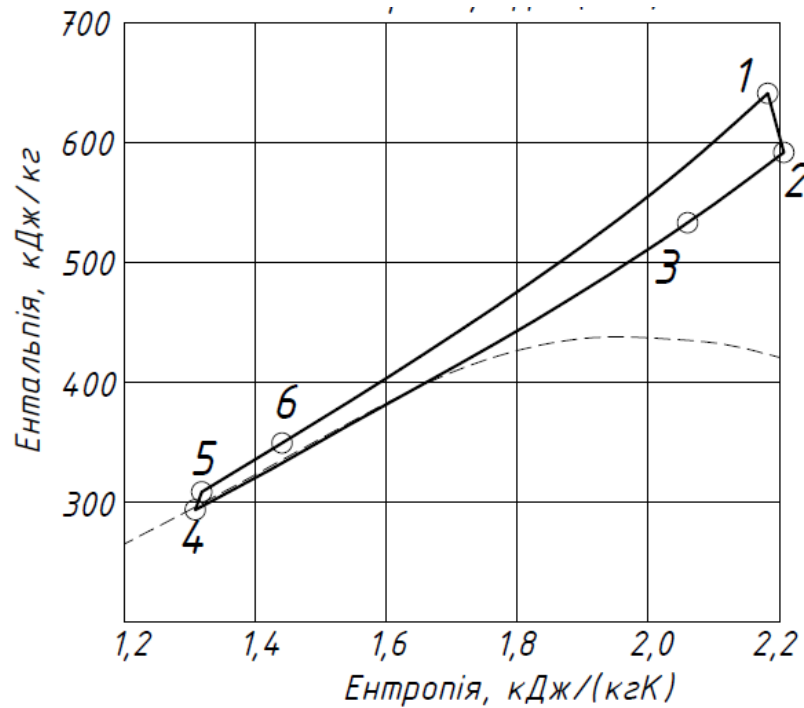


Рисунок 4.10 – H-s – діаграма утилізаційного циклу

Таким чином, значення додаткової потужності складе 5,57 МВт, або 9,7 % потужності головного двигуна, що дозволить знизити годинну витрату палива головного двигуна на відповідну величину до 0,156 кг/(кВт/год).

РОЗДІЛ 5

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Заходи безпеки під час технічного обслуговування та ремонту малообертових двигунів, що працюють на зрідженому газовому паливі

При вживанні газоподібного палива в суднових дизелях повинні виконуватися спеціальні вимоги до конструкції двигуна і паливних систем, що забезпечують тривалу безпечну експлуатацію.

Боротьба з вогнищем займання газового палива в замкнутому об'ємі також не викликає великих труднощів, оскільки додавання в метаноповітряну суміш 25% вуглекислого газу або 40% азоту роблять її взагалі нездібною горіти. Будь-які негорючі газоподібні, рідкі і тверді розчинники знижують температуру полум'я, швидкість його поширення і швидкість протікання хімічної реакції окислення палива. Тому для гасіння природного газу рекомендується застосовувати інертні гази, дрібнорозпилену воду та пісок. Високоєфективні також полум'ягасники з пористих матеріалів (кульки, сітки, рифлена стрічка й тому подібне), які знижують температуру фронту полум'я нижче температури займання.

Усередині трубопроводів і газової арматури, що працюють під тиском, у зв'язку з досить вузькими концентраційними межами займання метаноповітряних сумішей, утворення пожежовибухонебезпечних сумішей практично виключено. Проте при заповненні системи газом можливе короткочасне існування сумішей у вибухонебезпечних концентраціях. Небезпека посилюється наявністю плівки змащувальних масел. Тому в цілях безпеки первинне заповнення систем газом слід проводити після продування системи інертним газом, наприклад, азотом.

У зв'язку з тим, що в паливній системі газового двигуна два види палива: рідке і газоподібне, для безпечної і безаварійної роботи газодизеля необхідно зберегти всі види захисту дизеля і доповнити специфічними захистами:

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						73
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1) Відключення подачі газу при падінні тиску рідкого палива в трубопроводі низького тиску для виключення пропуску спалахів в циліндрах через відсутність запального палива.

2) По тиску газоподібного палива, що забезпечує відключення його при недопустимих відхиленнях тиску.

3) На кришках люків картера мають бути встановлені запобіжні клапани з сітками.

4) Пуск, зупинка і робота при навантаженні менше 15 % $P_e^{ном}$ виконується лише на рідкому паливі.

5) У машинному відділенні необхідна система контролю наявності газового палива в зонах можливих витоків і скупчення газу з попереджувальною сигналізацією при концентрації 20% НКПВ та аварійною (виконавчою) сигналізацією при 50...70% НКПВ.

6) Газові трубопроводи двигуна і система випуску відпрацьованих газів повинні мати можливість продування інертним газом або повітрям.

7) Відсічні клапани на вході газу в машинне відділення мають бути дубльовані.

8) З метою виключення попадання газу в машинне відділення при можливих витоках в зоні розташування газових трубопроводів газодизеля рекомендується установка кожуха з організацією відсмоктування повітря або організація інтенсивної вентиляції з відсіченням подачі газу при її відключенні.

Вище перелічені заходи відповідають основним вимогам для тривалої безаварійної роботи суднових газових дизелів, своєчасного виявлення витоків газу і усунення небезпечних наслідків від них.

5.2 Безпека екіпажу в надзвичайних ситуаціях

Постійна готовність екіпажу до дій при надзвичайних і аварійних ситуаціях забезпечується за рахунок:

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						74
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

1) постійної наявності на борті встановленої кількості екіпажу, здатного забезпечити ефективні дії у випадку виникнення надзвичайних ситуацій;

2) високої професійної кваліфікації екіпажу, попередньої тренажерної підготовки, регулярних і ефективних навчальних тривог, навчань, тренувань;

3) ефективної системи й організації дій, включаючи «Розклад за тривогами», аварійні партії, судові оперативні плани дій (Vessel Response Plans), контрольні листи рекомендованих дій (Check Lists) для всіх виявлених ризиків з урахуванням специфіки й конструктивних особливостей судна, особливостей і властивостей вантажів;

4) постійної готовності засобів боротьби за живучість судна;

5) постійного контролю й спостереження (у тому числі за допомогою спеціальних систем контролю й попереджувальної сигналізації) за основними елементами безпеки, виявлення осередку надзвичайної ситуації на можливо більш ранній стадії, а також швидких, рішучих, ефективних дій людини, що першою виявила виникнення надзвичайної ситуації.

Однією з таких надзвичайних ситуацій є пожежа на судні.

Сучасне судно насичене горючими матеріалами, електроустаткуванням. Виконання вимог пожежної безпеки (попередження пожеж) на судні, знання й уміння боротися з пожежею є обов'язковими для всього екіпажу.

Основною метою боротьби з пожежами на судні є:

- порятунок пасажирів і екіпажу;
- локалізація пожежі (запобігання поширення небезпечних факторів пожежі судном, вибухів парів ЛЗР, балонів зі стисненим газом, небезпечних вантажів);
- гасіння пожежі всіма наявними засобами;
- способами збереження остійності й запасу плавучості.

Тактика боротьби з пожежами містить у собі:

- оголошення пожежної тривоги;
- при можливості, огляд аварійного району для уточнення місця, типу палаючої речовини, інтенсивності пожежі;

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						75
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

– визначення порядку виконання дій з порятунку пасажирів і екіпажу, локалізації й боротьби з пожежею, видаленню води, що накопичується при гасінні пожежі.

Для швидкого ухвалення рішення на вибір сил і засобів гасіння пожежі рекомендується знати і використовувати *класифікацію пожеж*, засновану на виділенні однакових властивостей горючого матеріалу, для ефективного використання речовин для вогнегасіння (вогнегасників) [12]:

А – пожежі, викликані горінням твердих горючих матеріалів (деревина, тканини, папір, гума й деякі пластмаси). Пожежі гасять за допомогою води або водяних розчинів речовин для вогнегасіння:

В – пожежі, викликані горінням займистих або горючих рідин, що запалюються: газів, жирів і інших подібних речовин, фарб, лаків, розчинників. Пожежі гасять припиненням надходження кисню повітря до осередку пожежі або запобіганням виділення горючої пари;

С – пожежі, викликані запаленням електроустаткування, що знаходиться під напругою. Пожежі гасять речовинами для вогнегасіння, що не проводять електричний струм;

Д – пожежі, викликані загорянням горючих лужних металів (натрію, калію, магнію, титану, алюмінію та ін.). Для гасіння таких пожеж використовують теплопоглинальні речовини для вогнегасіння, наприклад, спеціальні порошки, охолоджувачі.

На практиці, у реальних суднових умовах нерідко виникають пожежі, що поєднують у два класи.

Повна й об'єктивна інформація про те, що горить і де перебуває пожежа, є важливою умовою успішної ліквідації пожежі.

Об'ємні пожежі в приміщеннях судна слід гасити за допомогою стаціонарних систем пожежогасіння (якщо вони передбачені для даного приміщення) або за допомогою водяної або пінної атаки.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						76
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Самим доступним і ефективним засобом гасіння пожежі на судні є *забортна вода*. Також ефективним засобом гасіння пожеж є *повітряно-механічна піна*. Піна своїми пухирцями ізолює горючу речовину.

Вуглекислий газ використовується в якості вогнегасника в системах пожежогасіння для об'ємного гасіння пожежі у вантажних танках, машинних відділеннях, окремих відсіках і приміщеннях судна, а також у вогнегасниках для гасіння загорянь.

Спеціальна речовина для гасіння *галони* складаються з вуглецю або декількох галогенів: фтору, хлору, броду і йоду. Галони застосовуються для гасіння різних типів пожеж крім пожеж класу D. При об'ємному способі використання галона необхідно вилучити людей з аварійного приміщення.

Впровадження в дію систем пожежогасіння на основі галону, вуглекислого газу – системи об'ємного хімічного пожежогасіння (ОХП) на приміщення, що захищається, здійснюється за вказівкою капітана судна. Перед включенням системи необхідно вивести людей із приміщення, загерметизувати приміщення. Після пуску вогнегасника необхідно контролювати температуру приміщення і, якщо пожежа не була погашена, перевірити герметизацію приміщення й пустити вогнегасник від резервної системи (якщо вона передбачена на судні). Перед оглядом аварійного приміщення його необхідно провентилувати, перевірити склад повітря за допомогою газоаналізатора за вмістом кисню й (незалежно від результатів аналізу повітря) провести первинний огляд аварійного приміщення в ізолюючих засобах захисту органів дихання.

Порошки теж використовують для пожежогасіння, вони діляться за місцем використання на порошки загального призначення (для гасіння пожеж класів А, В і С та їх комбінацій) і спеціального призначення (для гасіння лужних металів). Порошки використовуються в переносних засобах пожежогасіння (в основному у вогнегасниках).

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						77
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Порошки для пожежогасіння загального призначення охолоджують палаючу речовину, припиняють доступ кисню й тепла до палаючої речовини й тим самим переривають ланцюгову реакцію горіння.

Крім зазначених вище вогнегасників для гасіння пожежі використовують природний пісок, ошурки, просочені содою, ковдри (повстина) з різних тканин, водяна пара.

Після ліквідації пожежі за приміщеннями, які були охоплені вогнем, повинен бути встановлений контроль з метою виключення повторних загорянь від осередків тління, що залишилися, коротких замикань електроустаткування й інших причин.

Висновки: таким чином у даному розділі розглянуто шкідливі та небезпечні фактори, що діють у машинних приміщеннях судна, параметри мікроклімату у цих приміщеннях, дії екіпажу з запобігання небезпечних та шкідливих факторів та дотримання діючих норм, а також проведено розрахунок системи приточно-витяжної вентиляції в машинно-котельному відділенні судна.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						78
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У ході підготовки та написання даного дипломного проекту було проаналізовано конструктивні особливості двотактного малообертового двигуна 10 K98 MC HYUNDAI - B&W, проведено аналіз робочого процесу та теплового балансу. В результаті проведеного аналізу було встановлено, що значна частина енергії палива надходить в навколишнє середовище разом з теплом вторинних енергоресурсів двигуна. Створення сучасної концепції фірмою виробником та використання оригінальних технічних рішень обумовили широке застосовуватися двигунів K98 MC на судах.

В якості альтернативного способу утилізації розглянуто використання установки, що працює за транскритичним циклом Ренкіна на діоксиді вуглецю. Для встановлення кількості енергії, яка може бути використана в утилізаційній установці, проведено розрахунок робочого процесу двигуна та складено тепловий його баланс.

Використання утилізаційної установки сумісно з двигуном 10 K98 MC забезпечить суднову енергетичну установку додатковою потужністю 5,57 МВт, або 9,7 % потужності головного двигуна, що дозволить знизити годинну витрату палива головного двигуна на відповідну величину до 0,156 кг/(кВтгод).

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						79
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. VesselFinder [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.vesselfinder.com/ru/vessels/details/9614696>

3. Pounder, C.C. Msrine diesel engines and gas turbines. – London, DousWoodyard, 2009. – 887 p.

3. Лабораторний практикум. Методичні вказівки щодо виконання лабораторних робіт з дисципліни «Теорія ДВЗ». Коваленко І.М., Доценко С.М. Малютін П.В. Первомайськ ППІ, 2007.

4. 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.

5. 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.

6. 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.

7. 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. – 36с.

8. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Том 2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Підручник. — Харків: Прапор, 2004. — 288 с. — ISBN 966-7880-96-6.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						80
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

9. Абрамчук Ф.І., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Том.6. Надійність ДВЗ. Підручник. - Харків, 2004. 421 с.

10. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Том 1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Підручник. — Харків: Прапор, 2004. — 384 с. — ISBN 966-7880-93-1

11. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників у 6 томах. Том 3. Комп'ютерні системи керування ДВЗ. Харків: Видавн. центр НТУ ХП, 2004. – 426 с.

12. Наливайко, В.С. Суднові двигуни внутрішнього згорання. [Текст]: Методичні вказівки до виконання графіко-розрахункових робіт. / В.С. Наливайко, С.Г. Ткаченко, В.С. Хоменко. – Миколаїв: НУК, 2012. – 72 с.

					ПННІ НУК 131.63.24.01.ПЗ	Аркуш
						81
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		