

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
(повне найменування вищого навчального закладу)

Херсонський навчально-науковий інститут, суднобудівний факультет
(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Кафедра суднового машинобудування та енергетики
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

Андрєв А.А.

«__» _____ 202_ р.

Пояснювальна записка

до дипломного проекту бакалавра
(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: **Суднова енергетична установка контейнеровоза**
«HANJIN CALIFORNIA» дедвейтом Dw=51 000 т

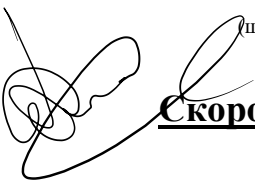
Виконав: студент 4 курсу, групи **4217**

напряму підготовки

135 «Суднобудування»

"Суднові енергетичні установки та
устаткування

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)


Скороновський Дмитро Леонідович

(прізвище та ініціали)


Керівник

Андрєв А.А.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

Шостак В.П.

(прізвище та ініціали)

Херсон-Миколаїв - 2023 рік

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет, відділення Херсонський навчально-науковий інститут,
суднобудівний факультет

Кафедра, циклова комісія кафедра суднового машинобудування та енергетики

Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр

Галузь знань 13 "Механічна інженерія"

(шифр і назва)

Спеціальність 135 "Суднобудування"

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма "Суднові енергетичні установки та устаткування"

(назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

к.т.н., професор А.А. Андреев

"___" _____ 2023 року

З А В Д А Н Н Я

НА ВИПУСКНУ БАКАЛАВРСЬКУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Суднова енергетична установка контейнеровоза «HANJIN CALIFORNIA» дедвейтом $D_w=51\ 000\ t$

керівник роботи к.т.н., проф. Андреев А.А.

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

затверджені розпорядженням директора ХННІ НУК від "___" _____ 2023 року №___

2. Термін подання роботи здобувачем вищої освіти " 10 " червня 2023 року.

3. Вихідні дані до роботи _____

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

Вступ.

Розділ 1. Загальна характеристика судна та його енергетичної установки.

Розділ 2. Визначення ефективності суднової енергетичної установки.

Розділ 3. Судновий головний двигун.

Розділ 4. Турбіна агрегату наддуву двигуна.

Розділ 5. Судновий паровий котел.

Розділ 6. Розробка загальносуднової системи.

Розділ 7. Безпечна експлуатація суднової енергетичної установки.

Висновки.

Список використаних літературних джерел.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Структурна схема СЕУ та діаграми потоків енергії (1 аркуш).

Поперечний розріз двигуна (1 аркуш).

Розріз турбокомпресора вздовж осі ротора

(1 аркуш).

Загальний вигляд парового котла

(1 аркуш).

Тривимірна принципова схема загальносуднової системи

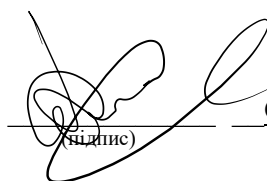
(1 аркуш).

6. Дата видачі завдання " 10 " лютого 2023 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів випускної бакалаврської роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Вступ	15 березня	виконано
2	Розділ 1	01 квітня	виконано
3	Розділ 4, креслення розрізу турбокомпресора вздовж осі ротора	07 квітня	виконано
4	Розділ 5, креслення загального вигляду парового котла	15 квітня	виконано
5	Розділ 3	20 квітня	виконано
6	Креслення поперечного розрізу двигуна	25 квітня	виконано
7	Розділ 2	01 травня	виконано
8	Креслення структурної схеми СЕУ та діаграм потоків енергії	05 травня	виконано
9	Розділ 6	15 травня	виконано
10	Креслення тривимірної принципової схеми загальносуднової системи	20 травня	виконано
11	Розділ 7	25 травня	виконано
12	Остаточне оформлення розрахунково-пояснювальної записки та графічного матеріалу; подання випускної бакалаврської роботи на кафедрі	01 червня	виконано
13	Кафедральний захист випускної бакалаврської роботи	03 червня	виконано

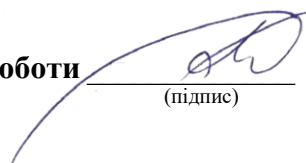
Студент


(підпис)

Скороновський Д.Л.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Андрєєв А.А.

(прізвище та ініціали)

Анотація

У проекті представлено контейнеровоз «HANJIN CALIFORNIA» дедвейтом 51 000 т.

У бакалаврській роботі були проведені відповідні розрахунки. У першому розділі наведені характеристики судна і опис СЕУ.

У другому розділі зроблено розрахунок теплових потоків енергії СЕУ на ходовому і стоянкових режимах.

Третій розділ бакалаврської роботи включає в себе розрахунок циклу і динаміки головного двигуна.

Четвертий розділ представляє собою вибір і розрахунок агрегату наддуву для головного двигуна.

У п'ятому розділі описаний допоміжний котел і виконано його тепловий та аеродинамічний розрахунок.

Шостий розділ включає в себе характеристику і розрахунок загальносуднової системи заборотної води.

У сьомому розділі наведені норми з охорони праці в машинному відділенні та проведеній розрахунок системи штучного освітлення.

Ключові слова: суднова енергетична установка, контейнеровоз, розрахунок теплових потоків, динаміка головного двигуна, агрегат наддуву, допоміжний котел, система заборотної води.

Abstract

The project presented containership «HANJIN CALIFORNIA» deadweight 51 000 tons .

In baccalaureate work Calculations have been made. The first section shows the characteristics of the vessel and the description of Seoul.

In the second section, a calculation of heat flows from Seoul on the navigating and parking modes.

The third section of baccalaureate work includes the calculation of the cycle and the dynamics of the main engine.

The fourth section is the selection and calculation of unit airflow for turbocharger.

The fifth section describes the auxiliary boiler and produced aerodynamic calculation.

The sixth section includes characterization and calculation of one of the ship systems vessel.

In the seventh section provides standards for the protection of labor in the engine room and performed the appropriate calculations.

Key words: marine power plant, container ship, heat flow calculation, main engine dynamics, turbocharger unit, auxiliary boiler, seawater system.

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 00	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Анотація.....	4
ЗМІСТ	5
ВСТУП.....	7
Прийняті скорочення.....	8
1. Загальна характеристика судна.....	9
2. Основне комплектуюче обладнання енергетичної установки.....	12
3. Судновий головний двигун.....	26
3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна.....	26
3.1.1 Загальний опис двигуна.....	26
3.1.2 Устрій деталей КШМ.....	27
3.2 Опис систем, що обслуговують двигун.....	28
3.2.1 Системи охолодження.....	29
3.2.2 Система газовідводу двигуна.....	31
3.2.3 Система стисненого повітря двигуна (рис. 3.3, 3.4).....	33
3.2.4 Описання принципу роботи системи стисненого повітря двигуна.....	34
3.3 Система автоматичного управління двигуном.....	37
3.4. Розрахунок робочого циклу двигуна.....	37
3.4.1 Вибір і обґрунтування вихідних даних до розрахунку.....	37
3.4.2 Визначення потрібного тиску наддувочного повітря для отримання необхідної потужності.....	39
3.4.3 Розрахунок процесу наповнення циліндра.....	41
3.4.4 Розрахунок процесу стискання.....	41
3.4.5 Розрахунок процесу згоряння.....	42
3.4.6 Розрахунок процесу розширення.....	43
3.4.7 Визначення індикаторних показників циклу.....	44
3.4.8 Визначення ефективних параметрів двигуна.....	45
3.4.9 Визначення середнього індикаторного тиску по згорнутій індикаторній діаграмі.....	45
3.4.10 Розрахунок маховика.....	47
4. Турбіна агрегату наддуву двигуна.....	49
4.1. Визначення основних параметрів компресора. Вибір турбонагніача.....	49
4.2. Розрахунок елементів проточної частини компресора.....	51
4.3. Розрахунок проточної частини турбіни.....	58
4.4. Розробка загальної компоновки турбокомпресора та його основних елементів.....	67
5. Судновий паровий котел.....	68
5.1. Опис конструкції допоміжного суднового котла.....	68

5.2. Характеристики палива.....	71
5.3. Вихідні данні за пароводяним трактом.....	73
5.4. Визначення об'ємів повітря та продуктів згоряння.....	76
5.5. Розрахунок ентальпії продуктів згоряння. побудова діаграми $i_2 - \theta$	77
5.6. Попередній тепловий баланс і визначення витрати палива.....	78
5.7. Перевірочний розрахунок топки.....	81
5.8. Визначення невязки теплового балансу.....	83
5.9. Розрахунок утилізаційної секції.....	84
6. Розробка осушної системи судна.....	86
6.1. Загальна характеристика системи.....	86
6.1.1. Аналіз вимог морського Регістра судноплавства до системи.....	86
6.1.2. Склад і опис системи.....	86
6.1.3. Особливості елементів системи, матеріали.....	88
6.2. Гідравлічні розрахунки відрізка трубопроводу.....	89
6.2.1. Опис принципової схеми розрахункового відрізка системи.....	89
6.2.2. Гідравлічний розрахунок відрізка трубопроводу.....	90
6.2.3. Побудова напірної характеристики відрізка трубопроводу.....	92
6.3. Оцінка надійності трубопроводів системи.....	93
6.3.1. Конструктивні розрахунки системи. Визначення товщини стінки трубопроводів.....	93
6.3.2. Визначення температурних видовжень трубопроводу системи.....	94
6.3.3. Оцінка надійності.....	95
7. Розробка питань безпечної експлуатації СЕУ.....	97
7.1. Правові засади питань безпеки праці.....	97
7.1.1. Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів при експлуатації ДВЗ97	
7.1.2. Безпека пристроїв і технологічного устаткування.....	97
7.1.3. Електробезпеність.....	98
7.1.4. Пожежна безпека.....	98
7.1.5. Шум та вібрація.....	98
7.1.6. Мікроклімат у робочому приміщенні.....	99
7.2. Розрахунок штучного освітлення відповідно 14 варіанта.....	99
Висновок.....	102
Список використаних джерел.....	103

ВСТУП

70% суші покрито океаном та морями, при величезній мережі річок і каналів тільки морський транспорт здійснює 80% вантажообігу, оскільки на водотоннажних суднах можливо перевозити велику кількість вантажу при найнижчих витратах енергії. З урахуванням різноманітності завдань, які необхідно виконати флоту за призначенням характеризують та поділяють всі громадські судна на 4-ри основні групи: транспортні судна (приблизно 80%), промислові судна (риболови, китолови та інші), технічні судна та плавучі засоби (дуксери, крани та інші), службово-допоміжні судна.

Транспортні судна поділяються на суховантажні та для перевезення рідких вантажів. Суховантажні в свою чергу підрозділяються на універсальні суховантажні судна, лісовози, рефрижератори, балкари, контейнеровози, ліхтеровози та ролкери. Для перевезення рідких вантажів використовують танкери, хімовози та газовози.

До складу сучасного судна входять різноманітні машини і механізми, які в сукупності і у взаємозв'язку із пристроями і апаратами утворюють суднову енергетичну установку (СЕУ). За допомогою СЕУ забезпечуються рух судна і його маневри, безпека плавання і живучість, вантажні операції і інші функції відповідно до призначення судна, схоронність перевезеного вантажу, нормальні умови для роботи і відпочинку екіпажа і пасажирів.

У цей час більшість суден мають у якості головного двигуна дизель. Дизелі сьогодні – самі економічні теплові двигуни, що дозволяють, крім того, порівняно просто механізувати і автоматизувати основні виробничі процеси на судні.

В останні роки приділяється велика увага паливної економічності СЕУ і суден у цілому. Із цією метою вживають наступних заходів: знижують опір руху судна; зменшують його швидкість; застосовують звинти регульованого кроку, що дозволяють ефективно використати потужність в умовах плавання, що відрізняються від специфікаційних; забезпечують підвищені середньексплуатаційні ККД первинних двигунів їхньою роботою на повній або близькій до повної потужності на різних режимах, відбором потужності головних двигунів на допоміжні потреби (електрогенератори, насоси і т.д.), застосуванням відповідних оптимізуючих режим роботи засобів автоматизації. Особливе значення має підвищення повноти використання енергії палива, що спалює в первинних двигунах. Із цією метою застосовують розвинену (глибоку) утилізацію теплоти випускних газів, що прохолоджує двигуни середовища, гарячого наддувочного повітря для одержання механічної енергії (і передачі її на звинт), електроенергії, пари і гарячої води для опріснювальних і опалювальних установок, підігріву палива і гарячого водопостачання.

Ріст паливної економічності СЕУ досягається також підвищенням параметрів роботи їхніх головних двигунів, наприклад збільшенням середнього ефективного тиску дизеля.

Особливе значення має рішення проблеми спалювання важких високов'язких палив.

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 00	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Прийняті скорочення

АДГ — аварійний дизель – генератор	СЕУ — суднова енергетична установка
ВВП — високов’язке паливо	СДУ — суднові дизельні установки
ВОД — високообертовий двигун	СНТ — система низького тиску
ВОУ — водопріснювальна установка	СОД — середньообертовий двигун
ГД — головний двигун	ССТ — система середнього тиску
ГРК — гвинт регульованого кроку	УК — утилізаційний котел
ГРЩ — головний розподільний щит	ЦПУ — центральний пост управління
ГУП — головний упорний підшипник	
ГФК — гвинт фіксованого кроку	
ДАУ — дистанційне автоматичне управління	
ДВЗ — двигун внутрішнього згоряння	
ДГ — дизель – генератор	
ДДГ — допоміжний дизель – генератор	
ДК — допоміжний котел	
ДКУ — допоміжна котельна установка	
ДП — допоміжний парогенератор	
ДПУ — допоміжна парова установка	
ДУ — дизельна установка	
ПР — періодичний режим	
ЕР — епізодичний режим	
ЕУ — енергетична установка	
КАВ — котел автоматизований, водяний	
ККД — коефіцієнт корисної дії	
КСУ ТС — комплексна система управління технічними засобами	
КУП — котел утилізаційний паровий	
МКВ — машинно – котельне відділення	
МОД — малообертовий двигун	
НВ — нафтоутримуючі води	
ПУВО — пульт управління вантажними операціями	
СРБ — системи рідинної безпеки	
СЕС — суднова електростанція	

1. Загальна характеристика судна

1.1 Опис судна

Даний проект розглядає судно суховантажне судно «HANJIN CALIFORNIA» (IMO: 9631101) (рис 1.1, 1.2) типу контейнеровоз. Судно побудоване у 2013 році на верфі Sungdong Shipbuilding & marine Engineering Co., Ltd., у Кореї.

1.1.1 Тип судна

Судно «HANJIN CALIFORNIA» спроектовано та побудовано для перевезення контейнерів довжиною 20, 40 та 45 футів, загальною кількістю ~ 7000, із зміщенням до корми розташуванням машинного відділення (MB) та житлової надбудови.

Даний контейнеровоз є одним з найбільших в своїй серії, котрий вміщує один з найбільших малообертових двигунів 8K80ME-C9.2.



Рисунок 1.1 Загальний вигляд судна «HANJIN CALIFORNIA»

1.1.2 Основні характеристики

Довжина, м:

–найбільша228 м

–між перпендикулярами217.5 м

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 01	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ширина, м19,3
 Осадка, м12,0
 Дедвейт, т51 000

1.1.3 Район плавання

Район плавання — необмежений. Судно використовується у вантажоперевезеннях на різних торговельних шляхах. Має велику гнучкість у вантажоперевезеннях.

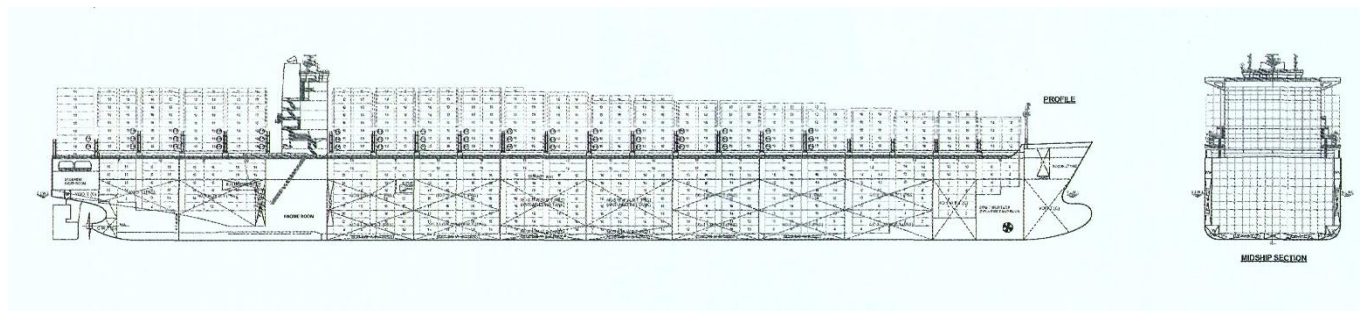


Рисунок 1.2 План-схема судна

1.2 Характеристика корпусу судна

Контейнеровоз «HANJIN CALIFORNIA» має дельтоподібний ніс, транцеву корму, з зміщенням до корми розташуванням МВ. Судно має подвійне дно та повздовжній набір.

1.3 Морехідні якості судна

Судно оснащено головним двигуном (ГД) фірми «MAN» — 8K80ME-C9.2 з вихідною потужністю 27180 кВт, завдяки цьому судно розвиває швидкість у 21 вузлів.

1.4 Енергетична установка судна

1.4.1 Головний двигун

На дане судно, та на одне інші однотипні судна, встановлюють малообертовий (МОД) ГД 8K80ME-C9.2 фірми «MAN». Він має вертикальне рядне розташування вісім циліндрів. Крейцкопфний, двотактний, з наддувом. Ефективна потужність складає 27180 кВт при 104 хв⁻¹. Питома витрата палива 0,169 кг/(кВт·год). Споживає HFO (Heavy Fuel Oil).

1.4.2 Допоміжна електроенергетична установка

Для надійного забезпечення електроенергією судна, встановлено чотири автоматизованих дизельних генератори, 7L27/38 потужністю 2310 кВт при 720 хв⁻¹ відповідно. Ці двигуни чотирьохтактні з системою безпосереднього впорскування, вертикального розташування циліндрів, тронкові, прості дії. Використовують паливо HFO (Heavy Fuel Oil). Генератори типу NHI HSJ7 715-8P, синхронний генератор перемінного току.

1.4.3 Допоміжна енергетична установка

Для постачання суднових споживачів водяною парою, передбачено комбінований котел марки "Kangrim". Паропроодуктивність обох секцій котла складає 2,5 т/год.

1.5 Стислий опис загально суднових систем

Система контролю даласту виробника «Datcos», типу електро-гідравлічна система. Пожежна сигналізація виробника «Sagacom» типу T2000. Система пожежотушіння вантажних трюмів та машинного відділення вуглекислотного типу NK CO₂.

Система збору протічок типу JAN-901B виробництва «JRC».

На судні встановлено три радари виробництва «JRC» моделі JMA-9133-SA/JMA-9123-7XA.

1.6 Суднові пристрої

1.6.1 Вантажні пристрої

Вантажний комплекс судна включає гідравлічний кран «Oriental Precision» типу «Electric motor driven» вантажопідйомністю 12,5 тон SWL.

1.6.2 Кермовий пристрій.

Має один гребний звинт фіксованого кроку, виконаний із Ni-Al-Vr сплаву фірмою «MMG». Має діаметр 8,9 м, працюючий на прямій передачі крутного моменту від ГД зі швидкістю 102 хв⁻¹.

1.6.3 Швартовне обладнання

Швартовні операції здійснюються за допомогою носового брашпиля та кормового шпиля фірми «Hyundai Heavy Industries» що приводяться у дію електродвигунами.

1.6.4 Система вахтового обслуговування

Система вахтового обслуговування виробництва «Nabtesco» марки M-800-3 з керуванням з містка «однією людиною».

Висновок:

В розділі розглянуто судно контейнеровоз «HANJIN CALIFORNIA» дедвейтом 51 000 т. Розділ містить опис систем та обладнання судна, а також опис суднової енергетичної установки.

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 01	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. Основне комплектуюче обладнання енергетичної установки

2.1 Склад обладнання СЕУ

1. Головний двигун 8K80ME-C9.2;
2. 4 дизель-генераторів 7L27/38;
3. Комбінований котел Kangrim, продуктивністю 2,5 т/годину;
4. Опріснювальна установка;
5. Аварійний дизель — генератор моделі 5H21/32 потужністю 800 кВт

2.1.1 Головний двигун

Основні характеристики двигуна 8K80ME-C9.2:

$N_e = 27180$ кВт;

Питома витрата палива $g_e = 169$ г/(кВт·годину);

Частота обертання колінчастого валу $n = 104$ хв⁻¹;

Степінь підвищення тиску в компресорі $\pi_k = 3,5$;

Сумарний коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 2,5$;

Температура відхідних газів $T_z = 525$ К;

Температура повітря на вході в ТК $T_n = 318$ К;

Коефіцієнт корисної дії надувного компресору $\eta_k = 0,83$;

Нижча теплота згоряння палива $Q_i' = 42700$ кДж/кг;

2.1.2 Головні суднові передачі, муфти, валопроводи та рушії

Лінія валопроводу включає:

Проміжний вал $\eta_{en} = 0,99$;

Гребний вал $\eta_{en} = 0,99$.

Гребний гвинт має пропульсивний ККД $\eta = 0,70$.

2.1.3 Суднова електростанція

Дизель — генератор 7L27/38

Кількість $i = 4$

$N_e = 7L27/38$ кВт;

$D_{ц} = 270$ мм;

$S = 380$ мм;

Питома витрата палива $g_e = 187$ г/(кВт·годину);

Частота обертання колінчастого валу $n = 900$ хв⁻¹;

Степінь підвищення тиску в компресорі $\pi_k = 3$;

Сумарний коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 2,5$;

Температура газів за ТК $T_z = 573$ К;

Температура повітря на вході в ТК $T_n = 318$ К;

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 02	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт корисної дії надувного компресору $\eta_k = 0,8$;

Нижча теплота згоряння палива $Q_i^r = 42700$ кДж/кг;

ККД генератора $\eta_g = 0,95$.

Аварійний дизель — генератор моделі 5Н21/32

Кількість $i = 1$;

$N_e = 800$ кВт;

$D_{ц} = 210$ мм;

$S = 320$ мм;

Питома витрата палива $g_e = 196$ г/(кВт·год);

Частота обертання колінчастого валу $n = 720$ хв⁻¹;

Степінь підвищення тиску в компресорі $\pi_k = 3,0$;

Сумарний коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 2,5$;

Температура газів за ТК $T_z = 600$ К;

Температура повітря на вході в ТК $T_n = 318$ К;

Коефіцієнт корисної дії надувного компресору $\eta_k = 0,75$;

Нижча теплота згоряння палива $Q_i^r = 42700$ кДж/кг;

ККД генератора $\eta_g = 0,95$.

2.14 Допоміжна котельна установки

Допоміжний котел

продуктивність насиченої пари $D_s^{ДК} = 2500$ кг/годину по кожній секції;

тиск пари $p_s = 0,7$ МПа

температура живильної води (прийнята) $t_{ж.в} = 60$ °С

витрати палива у котлі $G_{нал}^{ДК} = 240$ кг/год

нижча теплота згоряння палива, $Q_i^r = 42700$ кДж/кг

2.15 Опріснювальна установка

Опріснювальна установка

продуктивність $D_{оп} = 50$ т/добу;

температура живильної заборотної води $t_{ж.в} = 60$ °С.

Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

Таблиця 2.1. Режими роботи елементів *СЕУ*

Обладнання	Ходовий режим	Стоянковий режим		Аварійний режим
		з ВО	без ВО	
ГД (1)	+	–	–	–
ДГ(4)	Без реф.конт. — 2 з реф.конт. — 3	+ (2)	+ (1)	–
КК(1)	ЧСКК	ТСКК	ТСКК	–
ОУ (1)	+	–	–	–

АДГ (1)	-	-	-	+
---------	---	---	---	---

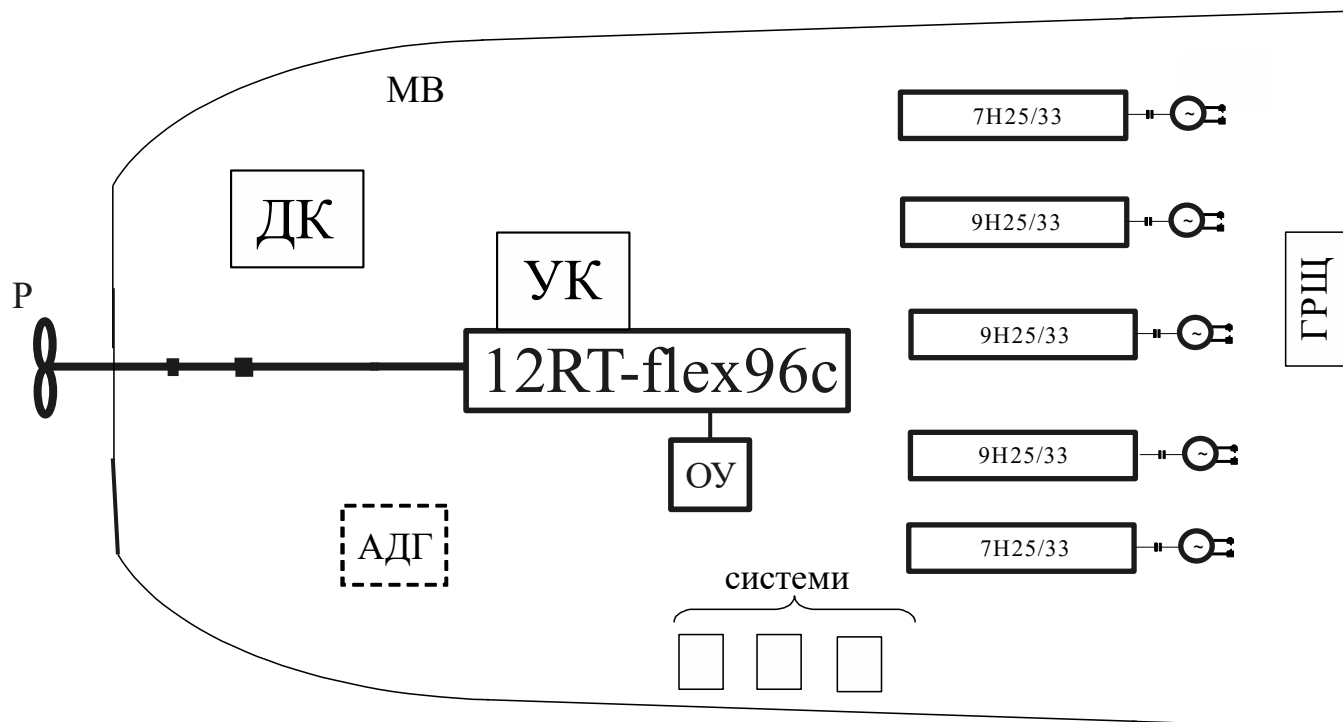


Рисунок 2.1 Структурна схема енергетичної установки

МВ – машинне відділення, ГД – головний двигун, Д – дизель-генератор, УК – утилізаційний котел, КК – комбінований котел, ЕГ – електрогенератор, АДГ – аварійний дизель-генератор, ОУ – опріснювальна установка, ГРЩ – головний розподільний щит, Р – шуми.

2.2 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи

Задля побудови теплової діаграми потоків енергії треба провести ряд розрахунків у такій послідовності.

Розрахуємо потоки енергії в головному двигуні.

Теплота, що виділилась при спалюванні пального, кВт,

$$Q_{нал}^{ГД} = g_e N_e Q_i^r = 0,169 \cdot 27180 \cdot 42700 / 3600 = 54483 \text{ кВт},$$

$$G_{нал} = g_e N_e = 0,169 \cdot 27180 / 3600 = 3,26 \text{ кг/с},$$

Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_z^{ГД} = G_z c_{pz} T_z - G_n c_{pn} T_n = 143,13 \cdot 1030 \cdot 525 - 139,87 \cdot 0,99 \cdot 318 = 44421 \text{ кВт},$$

G_z, G_n – кількість відпрацьованих газів та повітря двигуна

$$G_n = \alpha_\Sigma L_0 g_e N_e = 3,0 \cdot 14,3 \cdot 0,169 \cdot 27180 / 3600 = 139,87 \text{ кг/с},$$

$$G_z = G_n + G_{нал} = g_e N_e (1 + \alpha_\Sigma L_0) = 0,169 \cdot 27180 \cdot (1 + 3,0 \cdot 14,3) / 3600 = 143,13 \text{ кг/с}.$$

- теплоємності відпрацьованих газів та повітря відповідно

$$c_{pz} = 1,030 \text{ кДж/(кг К)} ; \quad c_{pn} = 0,990 \text{ кДж/(кг К)}$$

- теплота, що відбирається від наддувного повітря

$$Q_{нп}^{ГД} = G_n c_{pn} (T_k - T_n) = 139,87 \cdot 0,99 \cdot (493 - 318) = 20355 \text{ кВт}$$

T_k – температура повітря після наддувного компресора

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 02	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_k = T_n + \Delta T = T_n \left[1 + (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1) \frac{1}{\eta_k} \right] = 318 \cdot [1 + (4^{0,271} - 1) / 0,83] = 493 \text{ K}$$

ΔT — підвищення температури в дійсному процесі стиснення повітря в компресорі ТНА

$$\Delta T = T_0 (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1) \frac{1}{\eta_k},$$

де $\pi_k = 4$ — степінь підвищення тиску повітря в компресорі надувного агрегату

$\eta_k = 0,83$ — коефіцієнт корисної дії (ККД) компресору ТНА.

- Втрати енергії від розсіювання до навколишнього середовища є залишковим членом балансу і складають 0,5 — 2 % від $Q_{\text{нал}}$.

$$Q_{\text{зал}}^{\text{ГД}} = 0,005 Q_{\text{нал}} = 0,005 \cdot 138567 = 692 \text{ кВт}$$

- Теплота, що втрачається з охолоджуючою прісною водою та з маслом у вузлах тертя відповідно:

$$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} = G_{\text{пр.в}} c_{\text{пр.в}} \Delta T_{\text{пр.в}},$$

$$Q_{\text{м}}^{\text{ГД}} = G_{\text{м}} c_{\text{м}} \Delta T_{\text{м}},$$

$G_{\text{пр.в}}$, $G_{\text{м}}$ — витрати прісної води і масла через ОПВ та ОМ, кг/с,

$c_{\text{пр.в}}$, $c_{\text{м}}$ — теплоємності води та масла, кДж/(кг К),

$\Delta T_{\text{пр.в}}$, $\Delta T_{\text{м}}$ — перепади температур прісної води та масла на вході та виході відповідного теплообмінного апарату. В обох випадках ΔT приймається 15...20 градусів.

Для визначення $Q_{\text{пр.в}}$ та $Q_{\text{м}}$ в разі відсутності результатів теплотехнічних іспитів конкретного двигуна використовують статистичні дані.

Звичайно втрати енергії з прісною водою складають 3...14 %, з маслом — 1...5 % від кількості енергії, що виділилася при спалюванні палива, в теплових двигунах. В нашому випадку для МОД приїмемо 5% втрат енергії з прісною водою і 2% — з маслом. Тодто

$$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} = 0,05 Q_{\text{нал}}^{\text{ГД}} = 0,05 \cdot 54483 = 6928 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{м}}^{\text{ГД}} = 0,02 Q_{\text{нал}}^{\text{ГД}} = 0,02 \cdot 54483 = 2771 \text{ кВт}$$

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для головного двигуна

$$Q_{\text{нал}} = N_e + Q_2 + Q_{\text{нп}} + Q_{\text{зал}} + Q_{\text{пр.в}} + Q_{\text{м}}^{\text{ГД}}$$

$$54483 = 27180 + 44421 + 20335 + 6928 + 2771 + 692 = 54960$$

Нев'язка балансу складає 3,6 %, припустимий небаланс ± 5 %.

Опріснювальна установка

В складі пропульсивного комплексу є опріснювальна установка ОУ, що працює за рахунок тепла вторинних енергетичних потоків — прісної води системи охолодження головного двигуна $Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}}$.

Розрахуємо, скільки енергії може бути утилізовано (використане в СЕУ) для видобутку прісної води без спалювання для цього палива.

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 02	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

З попередніх розрахунків відомо, що від прісної води системи охолодження ГД для здобуття дистилляту в ОУ надходить $Q_{пр.б} = 6928$ кВт. Перепад температур гарячої прісної води і заборотної води у випарнику прийнятий 20 градусів, заборотна вода кипітиме при 60 °С. По таблицях водяної пари визначаємо відповідний тиск цієї вторинної пари і далі ентальпії сухої насиченої пари та морської води, з якої утворюється дистиллят:

$$i'' = 2609 \text{ кДж/кг}; i_{3,б} = 251,1 \text{ кДж/кг}.$$

Кількість енергії, що може бути передана від гарячої прісної води для кипіння морської води і утворення вторинної пари:

$$Q_{оу} = D_{оу}(i'' - i_{3,б}) = 100 \cdot 10^3 \cdot (2609 - 251,1) / 24 / 3600 = 2729 \text{ кВт}$$

$$\eta_{квм}^{оу} = \frac{Q_{оу}}{Q_{пр.б}} = \frac{2729}{6928} = 0,39$$

Переходимо до елементів допоміжної енергетичної установки: дизель-генератора та допоміжного котла.

Дизель — генератор 7Н25/33

Розрахунки потоків енергії у первинному тепловому двигуні (ДВЗ) ДГ аналогічні розрахункам для головного двигуна.

— Теплота, що виділилась при спалюванні пального, кВт,

$$Q_{нал}^{ДГ} = g_e N_e Q_i^r = 0,187 \cdot 2100 \cdot 42700 / 3600 = 4658 \text{ кВт},$$

$$G_{пол} = g_e N_e = 0,187 \cdot 2100 / 3600 = 0,109 \text{ кг/с}.$$

— Теплота, що витрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_2^{ДГ} = G_2 c_{p2} T_2 - G_n c_{pn} T_n = 3,5 \cdot 1,06 \cdot 573 - 3,38 \cdot 0,99 \cdot 318 = 1165 \text{ кВт},$$

G_2, G_n — кількість відпрацьованих газів та повітря двигуна

$$G_n = \alpha_\Sigma L_0 g_e N_e = 2,2 \cdot 14,3 \cdot 0,187 \cdot 2100 / 3600 = 3,38 \text{ кг/с},$$

$$G_2 = G_n + G_{нал} = g_e N_e (1 + \alpha_\Sigma L_0) = 0,187 \cdot 2100 \cdot (1 + 2,2 \cdot 14,3) / 3600 = 3,5 \text{ кг/с};$$

теплоємності відпрацьованих газів та повітря відповідно

$$c_{p2} = 1,06 \text{ кДж/(кг К)}; \quad c_{pn} = 0,990 \text{ кДж/(кг К)}$$

— Теплота, що відбирається від наддувного повітря

$$Q_{нт}^{ДГ} = G_n c_{pn} (T_k - T_n) = 3,38 \cdot 0,99 \cdot (456 - 318) = 492 \text{ кВт};$$

T_k — температура повітря після наддувного компресору

$$T_k = T_n + \Delta T = T_n \left[1 + \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \right] = 318 \cdot [1 + (3^{0,271} - 1) / 0,8] = 456 \text{ К};$$

ΔT — підвищення температури в дійсному процесі стиснення повітря в компресорі ТНА

$$\Delta T = T_0 \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k},$$

$\pi_k = 3$ — степінь підвищення тиску повітря в компресорі наддувного агрегату ДВЗ,

$\eta_k = 0,8$ — коефіцієнт корисної дії (ККД) компресору ТНА.

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 02	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Втрати енергії від розсіювання до навколишнього середовища є залишковим членом балансу і складають 1,0 – 2 % від $Q_{\text{нал}}$.

$$Q_{\text{зал}}^{\text{ДГ}} = 0,01 Q_{\text{нал}}^{\text{ДГ}} = 0,010 \cdot 46587 = 46,58 \text{ кВт}$$

Теплота, що втрачається з охолоджуючою прісною водою та з маслом у вузлах тертя відповідно:

$$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ}} = G_{\text{пр.в}} c_{\text{пр.в}} \Delta T_{\text{пр.в}},$$

$$Q_{\text{м}}^{\text{ДГ}} = G_{\text{м}} c_{\text{м}} \Delta T_{\text{м}},$$

$G_{\text{пр.в}}$, $G_{\text{м}}$ – витрати прісної води і масла через ОПВ та ОМ, кг/с,

$c_{\text{пр.в}}$, $c_{\text{м}}$ – теплоємності води та масла, кДж/(кг К),

$\Delta T_{\text{пр.в}}$, $\Delta T_{\text{м}}$ – перепади температур прісної води та масла на вході та виході відповідного теплообмінного апарату, в обох випадках ΔT приймається 15...20 градусів.

Для визначення $Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ}}$ та $Q_{\text{м}}^{\text{ДГ}}$ в разі відсутності результатів теплотехнічних іспитів конкретного двигуна використовують статистичні дані.

Втрати енергії з прісною водою складають 7...16 %, з маслом – 3...7 % від кількості енергії, що виділилася при спалюванні палива, в теплових двигунах. В нашому випадку для ВВД приїмемо 10% втрат енергії з прісною водою і 6% – з маслом. Тоді

$$Q_{\text{пр.в}} = 0,10 Q_{\text{нал}}^{\text{ДГ}} = 0,10 \cdot 4658 = 465,8 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{м}} = 0,055 Q_{\text{нал}}^{\text{ДГ}} = 0,06 \cdot 4658 = 279 \text{ кВт}$$

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для ДВЗ, що приводить електрогенератор (верхні індекси "ДГ" опущені)

$$Q_{\text{нал}} = N_e + Q_z + Q_{\text{нп}} + Q_{\text{зал}} + Q_{\text{пр.в}} + Q_{\text{м}},$$

$$4636 = 2100 + 1164 + 492 + 46,58 + 465,8 + 279 = 4549$$

Нев'язка балансу складає 2,4 %, припустимий небаланс ± 3 %.

Втрати на генераторі складають

$$Q_{\text{ез}} = N_e^{\text{ДГ}} \times (1 - \eta_{\text{ед}}) = 2100 \cdot (1 - 0,95) = 105 \text{ кВт}$$

Потужність на валу генератора

$$P_{\text{ез}}^{\text{ДГ}} = N_e^{\text{ДГ}} - Q_{\text{ез}} = 2100 - 105 = 1995 \text{ кВт}$$

Дизель – генератор 9Н25/33

Розрахунки потоків енергії у первинному тепловому двигуні (ДВЗ) ДГ аналогічні розрахункам для головного двигуна.

– Теплота, що виділилась при спалюванні пального, кВт,

$$Q_{\text{нал}}^{\text{ДГ}} = g_e N_e Q_i' = 0,187 \cdot 2700 \cdot 42700 / 3600 = 5989 \text{ кВт},$$

$$G_{\text{нал}} = g_e N_e = 0,187 \cdot 2700 / 3600 = 0,14 \text{ кг/с}.$$

– Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_z^{\text{ДГ}} = G_z c_{pz} T_z - G_n c_{pn} T_n = 4,5 \cdot 1,06 \cdot 573 - 4,35 \cdot 0,99 \cdot 318 = 1497 \text{ кВт},$$

G_z , G_n – кількість відпрацьованих газів та повітря двигуна

$$G_n = \alpha_{\Sigma} L_0 g_e N_e = 2,2 \cdot 14,3 \cdot 0,187 \cdot 2700 / 3600 = 4,35 \text{ кг/с},$$

$$G_z = G_n + G_{\text{нал}} = g_e N_e (1 + \alpha_{\Sigma} L_0) = 0,187 \cdot 2700 \cdot (1 + 2,2 \cdot 14,3) / 3600 = 4,5 \text{ кг/с};$$

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 02	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

теплоємності відпрацьованих газів та повітря відповідно

$$c_{pz} = 1,064 \text{ кДж/(кг К)}; \quad c_{pn} = 0,990 \text{ кДж/(кг К)}$$

— Теплота, що віддірається від наддувного повітря

$$Q_{nn}^{ДГ} = G_n c_{pn} (T_k - T_n) = 4,35 \cdot 0,99 \cdot (456 - 318) = 729 \text{ кВт};$$

T_k — температура повітря після наддувного компресору

$$T_k = T_n + \Delta T = T_n \left[1 + (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1) \frac{1}{\eta_k} \right] = 318 \cdot [1 + (3^{0,271} - 1) / 0,8] = 456 \text{ К};$$

ΔT — підвищення температури в дійсному процесі стиснення повітря в компресорі ТНА

$$\Delta T = T_0 (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1) \frac{1}{\eta_k},$$

$\pi_k = 3$ — степінь підвищення тиску повітря в компресорі наддувного агрегату ДВЗ,

$\eta_k = 0,8$ — коефіцієнт корисної дії (ККД) компресору ТНА.

Втрати енергії від розсіювання до навколишнього середовища є залишковим членом балансу і складають 1,0 — 2 % від $Q_{нал}$.

$$Q_{зал}^{ДГ} = 0,01 Q_{нал}^{ДГ} = 0,010 \cdot 5989 = 59,9 \text{ кВт}$$

Теплота, що втрачається з охолоджуючою прісною водою та з маслом у вузлах тертя відповідно:

$$Q_{пр.в}^{ДГ} = G_{пр.в} c_{пр.в} \Delta T_{пр.в},$$

$$Q_{м}^{ДГ} = G_{м} c_{м} \Delta T_{м},$$

$G_{пр.в}$, $G_{м}$ — витрати прісної води і масла через ОПВ та ОМ, кг/с,

$c_{пр.в}$, $c_{м}$ — теплоємності води та масла, кДж/(кг К),

$\Delta T_{пр.в}$, $\Delta T_{м}$ — перепади температур прісної води та масла на вході та виході відповідного теплообмінного апарату, в обох випадках ΔT приймається 15...20 градусів.

Для визначення $Q_{пр.в}^{ДГ}$ та $Q_{м}^{ДГ}$ в разі відсутності результатів теплотехнічних іспитів конкретного двигуна використовують статистичні дані.

Втрати енергії з прісною водою складають 7...16 %, з маслом — 3...7 % від кількості енергії, що виділилася при спалюванні палива, в теплових двигунах. В нашому випадку для ВОД приїмемо 10% втрат енергії з прісною водою і 6% — з маслом. Тодто

$$Q_{пр.в} = 0,10 Q_{нал}^{ДГ} = 0,10 \cdot 5989 = 599 \text{ кВт}$$

$$Q_{м} = 0,055 Q_{нал}^{ДГ} = 0,06 \cdot 5989 = 359 \text{ кВт}$$

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для ДВЗ, що приводить електрогенератор (верхні індекси "ДГ" опущені)

$$Q_{нал} = N_e + Q_2 + Q_{nn} + Q_{зал} + Q_{пр.в} + Q_{м}$$
$$5960 = 2700 + 1497 + 633 + 59,9 + 599 + 359 = 5848$$

Нев'язка балансу складає 2,4 %, припустимий небаланс ± 3 %.

Втрати на генераторі складають

$$Q_{е\epsilon} = N_e^{ДГ} \times (1 - \eta_{е\epsilon}) = 2700 \cdot (1 - 0,95) = 135 \text{ кВт}$$

Потужність на валу генератора

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 02	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{ez}^{ДГ} = N_e^{ДГ} - Q_{ez} = 2700 - 135 = 2565 \text{ кВт}$$

Топочна секція

Кількість енергії, що виділилася при спалюванні палива у котлі

$$Q_{нал}^{ДК} = G_{нал} Q_i^r = 250 \cdot 42700 / 3600 = 2708 \text{ кВт}$$

Кількість енергії, що витрачено для здобуття насиченої пари

$$Q_s^{ДК} = D_s^{ДК} \cdot (i'' - i_{ж.б}) = 3000 \cdot (2760,1 - 251,1) / 3600 = 2090 \text{ кВт}$$

Ентальпію сухої насиченої пари i'' та живильної води $i_{ж.б}$ знаходимо по таблицях для водяної пари при тиску $p_s = 0,7 \text{ МПа}$ та $t_{ж.б} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$.

Коефіцієнт використання енергії в ДК

$$\eta_{дк} = \frac{Q_s^{ДК}}{Q_{нал}^{ДК}} = \frac{2090}{2708} = 0,77$$

Утилізаційна секція

Теплова потужність, що витрачена для одержання насиченої пари в УК,

$$Q_s^{УПГ} = D_{УПГ} \cdot (h'' - h_{жв}) / 3600 = 2500 \cdot (2760,1 - 251,1) / 3600 = 1742 \text{ кВт.}$$

Ентальпію сухої насиченої пари h'' та живильної води $h_{жв}$ знаходимо за таблицями для водяної пари при тиску $p_s = 0,7 \text{ МПа}$ та $t_{жв} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ (див. п. 2.2).

Теплова потужність, яку мають ВГ після УК,

$$Q_2^{УПГ} = G_2^{ГД} \cdot \overline{c}_{p2} \cdot T_{ух} = 118 \cdot 1,02 \cdot 453 = 54610 \text{ кВт,}$$

де $T_{ух} = 453 \text{ К}$ ($180 \text{ }^\circ\text{C}$) – температура ВГ після УК (див. п. 3.2).

Енергетичний баланс УК

$$Q_{втр}^{УПГ} = Q_2^{УПГ} - Q_s^{УПГ} - Q_2^{ГД} = 54610 - 36859 - 1742 = 16009 \text{ кВт,}$$

де $Q_{втр}^{УПГ}$ – теплова потужність, що втрачається в довкілля.

$Q_2^{ГД}$ – теплова потужність, яку мають газу після ГД (див. п. 3.4.2).

Коефіцієнт використання енергії в УК

$$\eta_{УПГ} = \frac{Q_s^{УПГ}}{Q_2^{ГД}} = \frac{1742}{54610} = 0,05.$$

Тепер розрахуємо потоки енергії в аварійному дизель – генераторі.

Аварійний дизель – генератор.

Теплота, що виділилась при спалюванні пального, кВт,

$$Q_{нал}^{АДГ} = g_e N_e Q_i^r = 0,196 \cdot 800 \cdot 42700 / 3600 = 1850 \text{ кВт,}$$

$$G_{нал} = g_e N_e = 0,196 \cdot 800 / 3600 = 0,0436 \text{ кг/с.}$$

Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_e^{АДГ} = G_e c_{p2} T_e - G_n c_{pn} T_n = 1,601 \cdot 1,064 \cdot 600 - 1,558 \cdot 0,99 \cdot 318 = 533 \text{ кВт,}$$

G_e, G_n – кількість відпрацьованих газів та повітря двигуна

$$G_n = \alpha_\Sigma L_0 g_e N_e = 2,5 \cdot 14,3 \cdot 0,196 \cdot 800 / 3600 = 1,558 \text{ кг/с,}$$

$$G_e = G_n + G_{нал} = g_e N_e (1 + \alpha_\Sigma L_0) = 0,196 \cdot 800 \cdot (1 + 2,5 \cdot 14,3) / 3600 = 1,601 \text{ кг/с;}$$

теплоємності відпрацьованих газів та повітря відповідно

$$c_{p2} = 1,064 \text{ кДж/(кг К)} ;$$

$$c_{pn} = 0,990 \text{ кДж/(кг К)}$$

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 02	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплота, що відбирається від наддувного повітря

$$Q_{nn}^{ADT} = G_n c_{pn} (T_k - T_n) = 1,558 \cdot 0,99 \cdot (437,5 - 318) = 184 \text{ кВт};$$

T_k — температура повітря після наддувного компресору

$$T_k = T_n + \Delta T = T_n \left[1 + (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1) \frac{1}{\eta_k} \right] = 318 \cdot [1 + (2,5^{0,271} - 1) / 0,75] = 437,5 \text{ К};$$

ΔT — підвищення температури в дійсному процесі стиснення повітря в компресорі ТНА

$$\Delta T = T_0 (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1) \frac{1}{\eta_k},$$

$\pi_k = 2,5$ — степінь підвищення тиску повітря в компресорі наддувного агрегату ДВЗ,

$\eta_k = 0,75$ — коефіцієнт корисної дії (ККД) компресору ТНА.

Втрати енергії від розсіювання до навколишнього середовища є залишковим членом балансу і складають 1,5 — 2 % від $Q_{нал}$.

$$Q_{зал}^{ADT} = 0,02 Q_{нал}^{DT} = 0,02 \cdot 1850 = 37 \text{ кВт}$$

Теплота, що втрачається з охолоджуючою прісною водою та з маслом у вузлах тертя відповідно:

$$Q_{пр.в}^{ADT} = G_{пр.в} c_{пр.в} \Delta T_{пр.в},$$

$$Q_{м}^{ADT} = G_{м} c_{м} \Delta T_{м},$$

$G_{пр.в}$, $G_{м}$ — витрати прісної води і масла через ОПВ та ОМ, кг/с,

$c_{пр.в}$, $c_{м}$ — теплоємності води та масла, кДж/(кг К),

$\Delta T_{пр.в}$, $\Delta T_{м}$ — перепади температур прісної води та масла на вході та виході відповідного теплообмінного апарату, в обох випадках ΔT приймається 15...20 градусів.

Для визначення $Q_{пр.в}^{dz}$ та $Q_{м}^{dz}$ в разі відсутності результатів теплотехнічних іспитів конкретного двигуна використовують статистичні дані.

Втрати енергії з прісною водою складають 7...16 %, з маслом — 3...7 % від кількості енергії, що виділилася при спалюванні палива, в теплових двигунах. В нашому випадку для ВОД приїмемо 9% втрат енергії з прісною водою і 7% — з маслом. Тоді

$$Q_{пр.в} = 0,09 Q_{нал}^{DT} = 0,09 \cdot 1850 = 167 \text{ кВт}$$

$$Q_{м} = 0,07 Q_{нал}^{DT} = 0,07 \cdot 1850 = 130 \text{ кВт}$$

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для ДВЗ, що приводить електрогенератор (верхні індекси "АДГ" опущені)

$$Q_{нал} = N_e + Q_z + Q_{nn} + Q_{зал} + Q_{пр.в} + Q_{м},$$
$$1850 = 800 + 533 + 184 + 37 + 167 + 130 = 1851$$

Нев'язка балансу складає 0,005 %, припустимий небаланс $\pm 0,5$ %.

Втрати на генераторі складають

$$Q_{ez} = N_e^{DT} \times (1 - \eta_{eo}) = 800 \cdot (1 - 0,95) = 40 \text{ кВт}$$

Потужність на валу генератора

$$P_{ez}^{DT} = N_e^{DT} - Q_{ez} = 800 - 40 = 760 \text{ кВт}$$

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 02	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 02	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Потужність, що перетворюється на упор, $N_p = N_R$ є тим самим корисним ефектом ПК, що має місце в результаті спалювання палива в головному двигуні.

$$N_R = N_{en} - Q_p = 26908 - 8072 = 18836 \text{ кВт.}$$

Втрати енергії у муфтах враховуються тільки при використанні муфт ковзання, для муфт усіх інших типів втратами енергії нехтуємо.

ККД пропульсивного комплексу визначимо

$$\eta_e^{ПК} = \frac{N_R}{Q_{пол}^{ГД}} = \frac{18836}{54483} = 0,345$$

Коефіцієнт використання енергії в СЕУ на ходовому режимі

$$(\eta_{квт}^{сеу})_{хр} = \frac{N_R + Q_{ou} + 2 \times P_{ез}^{ДГ} + Q_s^{ДК}}{Q_{пол}^{ГД} + 2 \times Q_{пол}^{ДГ} + Q_{пол}^{ДК}} = \frac{18836 + 2729 + 3 \times 2565 + 1742}{54483 + 3 \times 5988} = 0,393$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на ходовому режимі

$$(\eta_e^{сеу})_{хр} = \frac{N_R + 2 \times P_{ез}^{ДГ}}{Q_{пол}^{ГД} + 2 \times Q_{пол}^{ДГ} + Q_{пол}^{ДК}} = \frac{18836 + 3 \times 2565}{54483 + 3 \times 5988} = 0,341$$

На **стоянковому режимі з вантажними операціями** працюють 4 ДГ та ДК.

Розрахункова схема надана на рис. 2.3

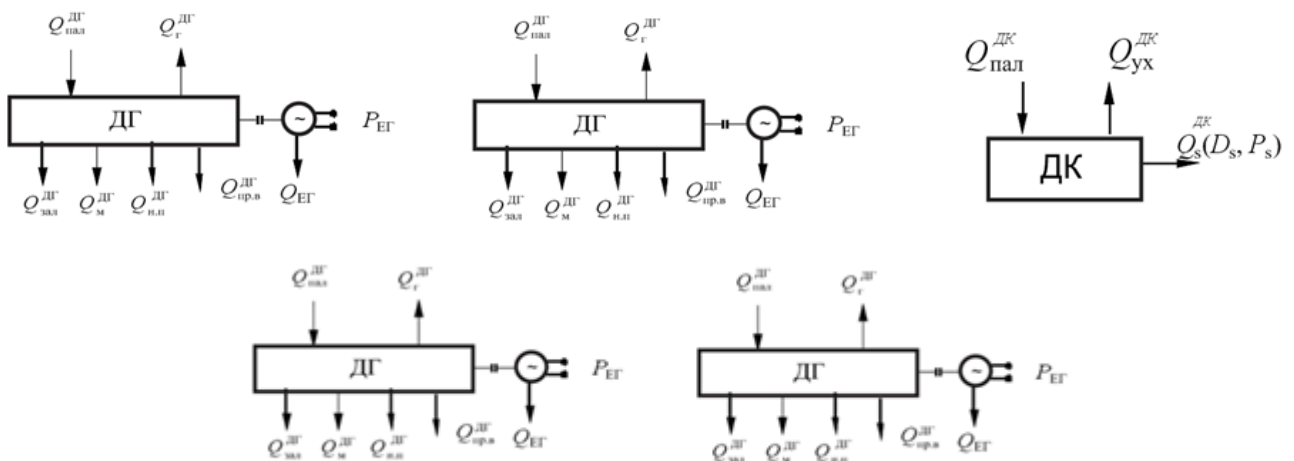


Рисунок 2.3 Розрахункова схема для визначення розподілу потоків енергії в СЕУ на стоянковому режимі (з вантажними операціями) роботи судна.

Коефіцієнт використання енергії в СЕУ на стоянковому режимі (з вантажними операціями)

$$(\eta_{квт}^{сеу})_{ст/звО} = \frac{4 \times P_{ез}^{ДГ} + Q_s^{ДК}}{4 \times Q_{пол}^{ДГ} + Q_{пол}^{ДК}} = \frac{1995 + 2090 + 3 \times 2656}{3 \times 5988 + 2708 + 4658} = 0,496$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на стоянковому режимі (з вантажними операціями)

$$(\eta_e^{сеу})_{ст/звО} = \frac{4 \times P_{ез}^{ДГ}}{4 \times Q_{пол}^{ДГ} + Q_{пол}^{ДК}} = \frac{1995 + 3 \times 2656}{3 \times 5988 + 2708 + 4658} = 0,358$$

На **стоянці без вантажних операцій** працюють 2 ДГ та ДК.

Розрахункова схема надана на рис. 2.4.

Коефіцієнт використання енергії в СЕУ на стоянковому режимі (без вантажних операцій) режимі

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 02	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$(\eta_{\text{квт}}^{\text{сеу}})_{\text{ст/безВО}} = \frac{2 \times P_{\text{ез}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{с}}^{\text{ДК}}}{2 \times Q_{\text{пол}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пол}}^{\text{ДК}}} = \frac{2 \times 2565 + 2090}{2 \times 5988 + 2708} = 0,497$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на стоянковому режимі (без вантажних операцій) режимі

$$(\eta_{\text{е}}^{\text{сеу}})_{\text{ст/безВО}} = \frac{P_{\text{ез}}^{\text{ДГ}}}{Q_{\text{пол}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пол}}^{\text{ДК}}} = \frac{3 \times 2565}{3 \times 5988 + 2708} = 0,332$$

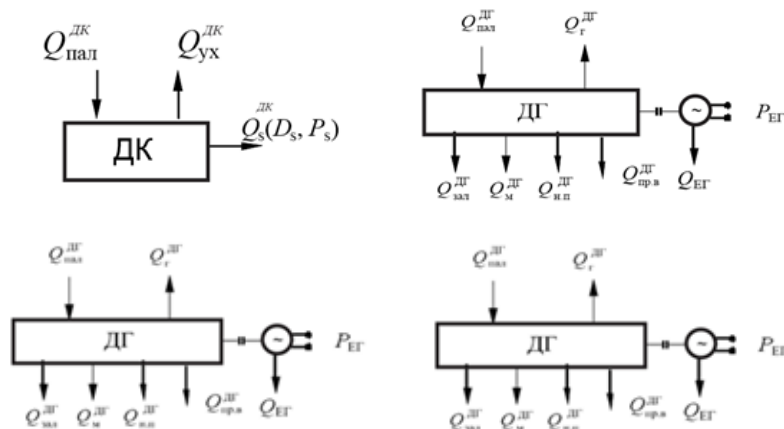


Рисунок. 2.4. Розрахункова схема для визначення розподілу потоків енергії в СЕУ на стоянковому режимі (без вантажних операцій) роботи судна.

На аварійному режимі працює 1 АДГ

Розрахункова схема надана на рис. 2.5.

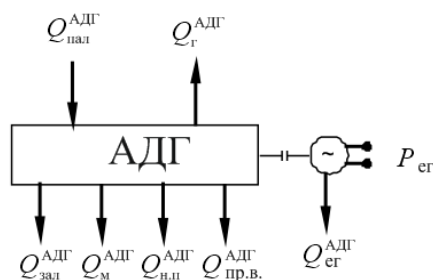


Рисунок 2.5 Розрахункова схема для визначення розподілу потоків енергії в СЕУ на аварійному режимі роботи судна.

Коефіцієнт використання енергії в СЕУ на аварійному режимі

$$(\eta^{\text{сеу}})_{\text{авар}} = \frac{P_{\text{ез}}^{\text{АДГ}}}{Q_{\text{пол}}^{\text{АДГ}}} = \frac{800}{1850} = 0,432$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на аварійному режимі

$$(\eta_{\text{квт}}^{\text{сеу}})_{\text{авар}} = \frac{P_{\text{ез}}^{\text{АДГ}}}{Q_{\text{пол}}^{\text{АДГ}}} = \frac{800}{1850} = 0,432$$

Потоки витрат енергії в СЕУ надані на рис. 2.6–2.8

Таким чином, розраховані потоки енергії в СЕУ для ходового режиму, режиму стоянки з вантажними операціями, режиму стоянки без вантажних операцій та аварійного режиму аналіз яких показав, що можна утилізувати теплоту вторинних енергетичних ресурсів для здобуття прісної води (дистиляту) для поповнення її запасів; визначена ефективність використання енергії палива, кількісна оцінка якої виражена коефіцієнтами корисної дії та коефіцієнтами використання тепла в СЕУ на чотирьох режимах.

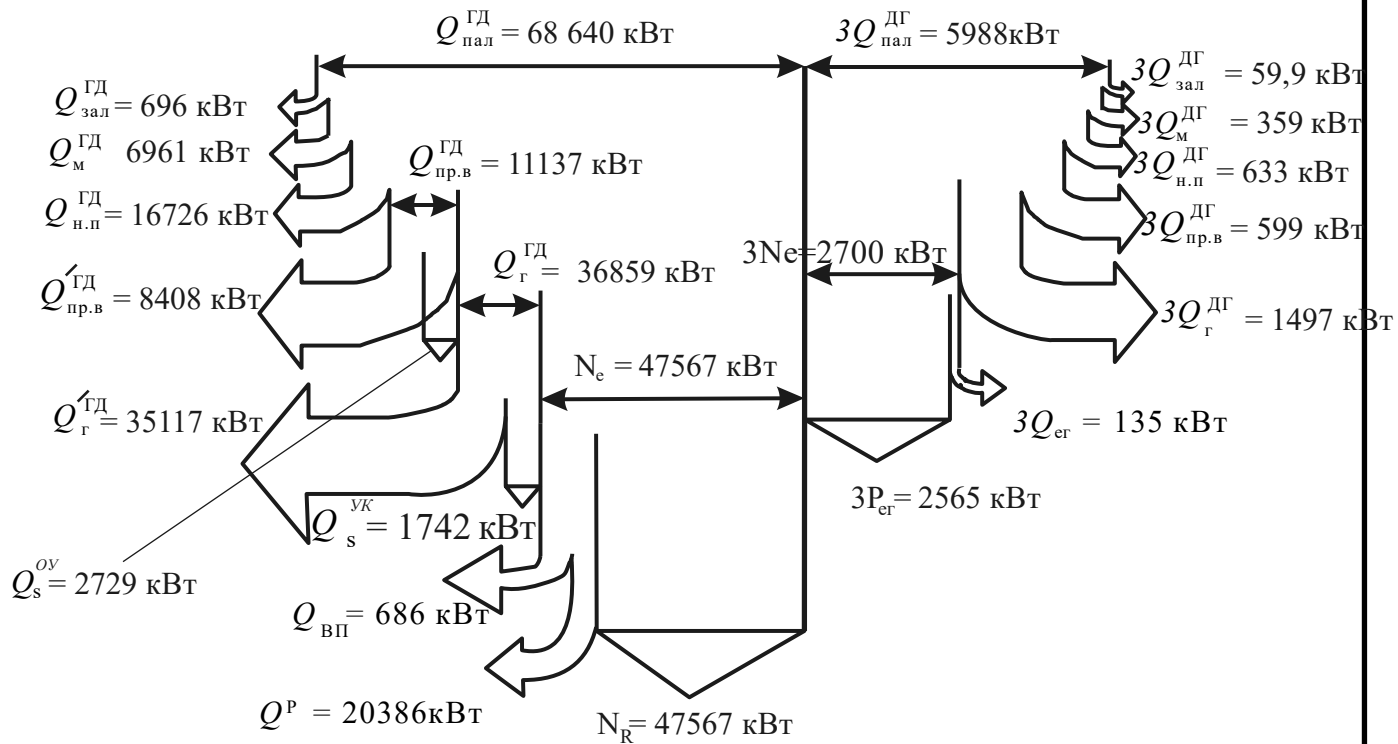


Рисунок 2.6 Потоки витрат енергії в СЕУ (теплова діаграма) на ходовому режимі

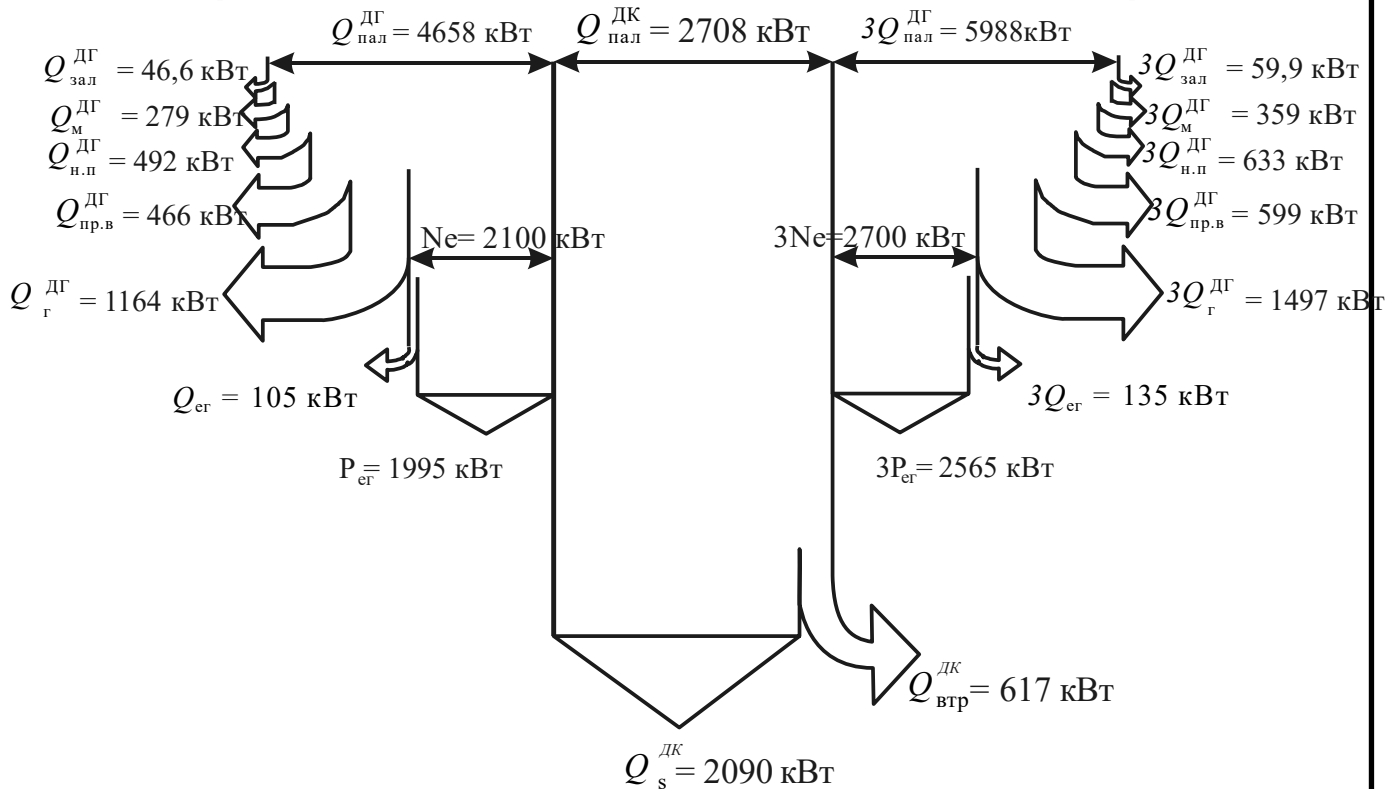


Рисунок 2.7 Потоки витрат енергії в СЕУ (теплова діаграма)

на стоянці судна з вантажними операціями.

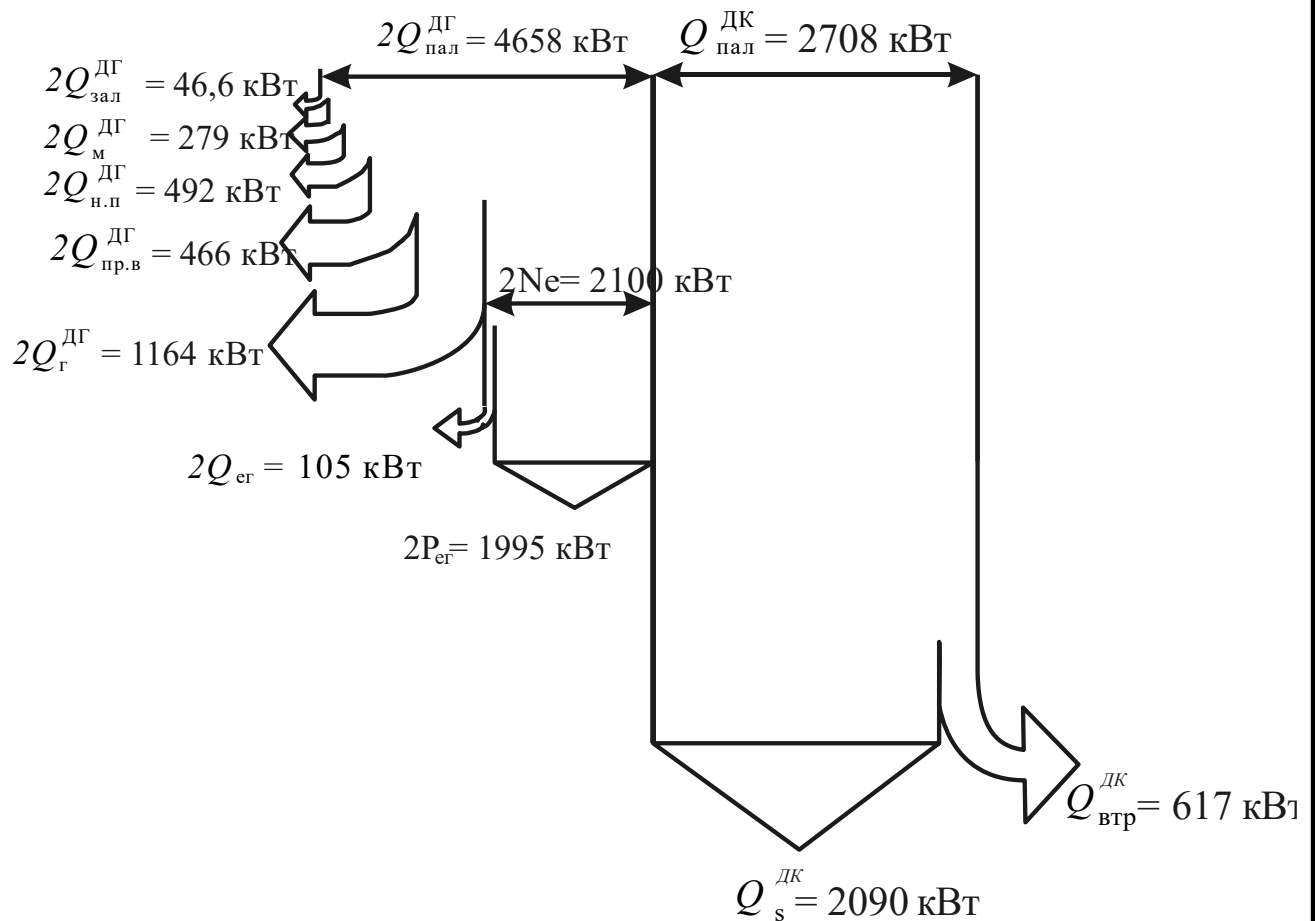


Рисунок 2.8 Потоки витрат енергії в СЕУ (теплова діаграма)
на стоянці судна без вантажних операцій.

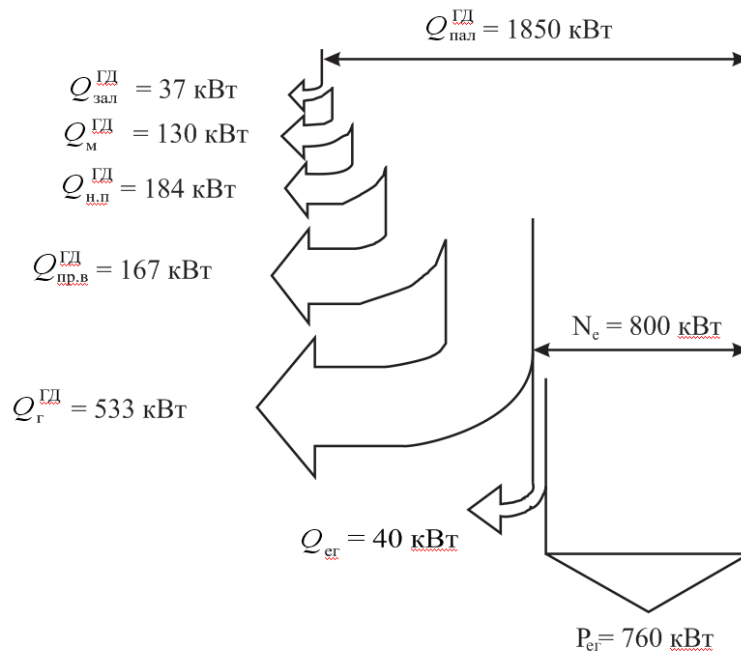


Рисунок 2.9 Потоки витрат енергії в СЕУ (теплова діаграма)
на аварійному режимі.

Висновок: Розділ містить розрахунок потоків енергії СЕУ, в особливості розрахунок ГД, обох секцій комбінованого котла, ДДГ та аварійного дизель-генератора

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 02	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Судновий головний двигун

3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна

3.1.1 Загальний опис двигуна

Тип дизеля – двотактний, з газотурбінним наддувом (з постійним тиском газів перед турбіною), з вбудованим упорним підшипником, розташування циліндрів рядне, вертикальне.

Порядок нумерації циліндрів від носа до корми, модель права.

Діаметр циліндра – 800 мм, хід поршня – 2760 мм.

Кількість обертів 104 хв^{-1}

Максимальна тривала (номінальна) потужність (МДМ) – 27180 кВт. Робота на ПМ допускається не більш однієї години з інтервалом не менш 12 часів. На особливій замовлення дизель може бути відрегульований на інші значення номінальної потужності.

Питома витрата палива при умовах:

– атмосферний тиск 100 кПа, температура повітря $+27^{\circ}\text{C}$, температура охолоджуючої води на вході в охолоджувач повітря $+27^{\circ}\text{C}$, приведені до теплоти згоряння палива 42738 кДж/кг у г/кВт рік.

– при МДМ – 169,3

На режимах 75 % від МДМ – 164,0

50 % від МДМ – 169,3

25 % від МДМ – 170,2

Питома витрата масла при МДМ, г/кВт год:

– на змащення циліндрів – 0,32;

Дизель повинний надійно працювати при наступних атмосферних і зовнішніх умовах:

– температура повітря, що оточує дизель (у приміщенні) від $+8^{\circ}\text{C}$ до 45°C ;

– температура повітря на впуску в ТК – від мінімус 10 до $+45^{\circ}\text{C}$;

– відносна вологість повітря при $+35^{\circ}\text{C}$ – до 98 %;

– атмосферний тиск – необмежено;

– розрідження на впуску до 10 гПа;

– протитиск на впуску до 30 гПа;

– температура води зовнішнього контуру (забортної води) – до $+32^{\circ}\text{C}$;

Паливо – за ДСТ 1667–68, ДСТ 10585–75, ДСТ 10433–75, дизельне Л за ДСТ 305 – 82.

Допускається застосування інших сортів палива.

Масло – М10М2ЦС і М10В2С ДСТ 12337 – 84.

Устрій деталей остова

Двигун складається з наступних частин остова:

Картер;

Блок циліндрів;

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 03	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

Головка циліндрів.

Картер рама складається з двох частин – власне картеру та піддону, що кріпиться до картеру та служить для утримання в ньому масла. Піддон кріпиться до картеру за допомогою болтів.

У носовій частині встановлюється демпфер осьових коливань.

Коробка картера представляє собою зварену стальну коробку з ввареннями з товстостінних труб.

Коробка картера кріпиться до суднового фундаменту та представляє собою суцільну конструкцію. Вона встановлюється на опорних клинах і кріпиться до постелі двигуна на судні кріпильними болтами. Знизу до картеру кріпиться піддон.

Блок циліндрів уявляє собою цільну зварену конструкцію яка служить для розміщення в ньому циліндрів. В ньому є пустоти для можливості проходження охолоджуючої рідини.

3.1.2 Устрій деталей КШМ

Вал колінчастий виконується цільним.

На кормовому торці колінчастого валу встановлюється маховик. Крім того, на колінчастому валі встановлюється упорний зредінь з яким з'єднана зірка для приводу розподільного валу.

До торців центральної частини (поперечки) прикріплені шейки, на яких встановлюються направляючі башмаки, що плавають.

Головний підшипник обладнаний вкладишами, що заливаються бабітом.

Шатун встановлюється в канавці на верхній частині і кріпиться чотирма болтами. На кронштейн, установлений між башмаком і головним підшипником, спирається телескопічна трубка, по якій мастильне охолодне масло надходить до крейцкопфа, мотильової шийки і поршня. Труба для зливу масла охолодження поршня встановлюється з протилежного кінця поперечки.

Центральний отвір і дві ковзані поверхні башмаків заливаються пластом бабіту.

Вкладиші мотильових підшипників заливаються бабітом.

Поршень складається з таких основних частин: голівки із спеціальної жаростійкої сталі, юбки із чавуна та стальної вставки.

Голівка поршня кріпиться до верхнього кінця шатуна болтами. Юбка поршня виконується цільнолитотою з поршнем.

На голівці поршня в хромувальних канавках встановлено п'ять поршневих кілець. Всі поршневі кільця з косим зрізом. З зовнішніх країв всіх кілець знята невелика фаска, яка покращує умови припрацювання нових поршневих кілець. Зверху голівка має три вирізи для кріплення пристосування для підйому поршня.

Поршневі шток має наскрізний отвір. Поршень охолоджується масляним туманом, що утворюється від обертаючих рухів колінчастого валу.

З картера масло надходить через фільтр до підшипників колінчастого валу та до розподільного валу, а звідти на шток коромисла.

Устрій деталей механізму газорозподілу

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 03	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розподільний вал виконується цілним. На ньому обладнуються кулачки, які приводять в рух коромисла. Розподільний вал постачений шайбами, по одній на кожен циліндр для приводу паливного насосу, випускного та впускного клапанів і індикаторного приводу.

Розподільний вал лежить на підшипниках ковзання.

Сполучні фланці, паливні і випускні шайби нагріваються і насаджуються на вал.

Обертання розподільного вала постійно впливає за обертанням колінчатого вала. Під час реверсу двигуна положення роликів штовхальників паливних насосів змінюється відносно відповідних кулачних шайб, змінюючи тим самим момент початку подачі паливних насосів, пристосовуючи його для нового напрямку обертання.

Кожен циліндр, постачений випускним та впускними клапанами, розташований в цільному чугунному корпусі, що має отвори для охолоджуючої води. Випускний та впускний клапани встановлені в центральних отворах циліндрової кришки. Корпуси клапанів кріпляться чотирма шпильками і гайками і утворюють герметичне ущільнення з циліндровою кришкою.

В корпус запресовані чугунні направляючі втулки, до яких кріпляться втулки. В верхній частині корпусів клапанів на опорі встановлюється корпус циліндру та разом з нижньою тарілкою пружин кріпляться восьма шпильками з гайками до корпусу клапана.

Клапани закриваються під дією коромисла, що приводиться в дію штоком від розподільчого валу. Повітря під тиском подається через безповоротний клапан.

3.2 Опис систем, що обслуговують двигун

Система – це одна із важливих складових дизельної установки. Від її конструкції, технології виготовлення і якості монтажу залежить ефективність використання установки і безпека роботи.

Системою ДВЗ називається сукупність трубопроводів, механізмів, апаратів, приладів, будов, ємностей, призначених для виконання означених функцій по забезпеченню експлуатації ДВЗ.

Трубопровід системи — це сукупність труб, арматури, приладів, деталей кріплення і захисту труб від пошкоджень, призначених для транспортування рідинних та газоподібних середовищ.

В залежності від функціонального призначення трубопроводу розрізняють:

приймальний, по якому середовище надходить до механізму;

перекачувальний;

напірний, призначений для переміщення робочого середовища під напором;

наливний;

відливний;

зливний тощо.

Для стандартизації і уніфікації труб, арматури, з'єднань встановлені поняття:

умовний прохід O_y – внутрішній діаметр арматури ,труб;

умовний тиск P_y – найбільший надлишковий тиск (при температурі 20°C), при якому допустима робота;

пробний тиск P_{np} – надлишковий тиск, при якому проводяться гідравлічні випробовування елементів на міцність і щільність;

робочий тиск P_p – найбільший надлишковий тиск, при якому забезпечується потрібний режим експлуатації.

3.2.1 Системи охолодження

Системи охолодження (рис. 3.1) призначені для відведення теплоти від різних механізмів, пристроїв, приладів та робочих середовищ у теплообмінних апаратах.

Робочими середовищами в СЕУ є паливо та повітря, масло, забортна та прісна вода.

Вода порівняно з іншими охолоджуючими середовищами має більшу теплоємність і при швидкостях 0,5...2,5 м/с високі коефіцієнти тепловіддачі. Це легкодоступне охолоджуюче середовище, яке широко застосовується в установках усіх типів. Однак у воді містяться розчинні солі, мікроорганізми та інші домішки, які при нагріванні випадають в осад. Особливо багато солей та домішок у морській забортній воді, тому її підігрів у теплообмінних апаратах вище 55 °С небажаний. При необхідності нагріву охолоджуючого середовища вище зазначеної температури на суднах використовують двоконтурні системи охолодження з використанням у високотемпературному контурі іншого теплоносія, наприклад прісної води.

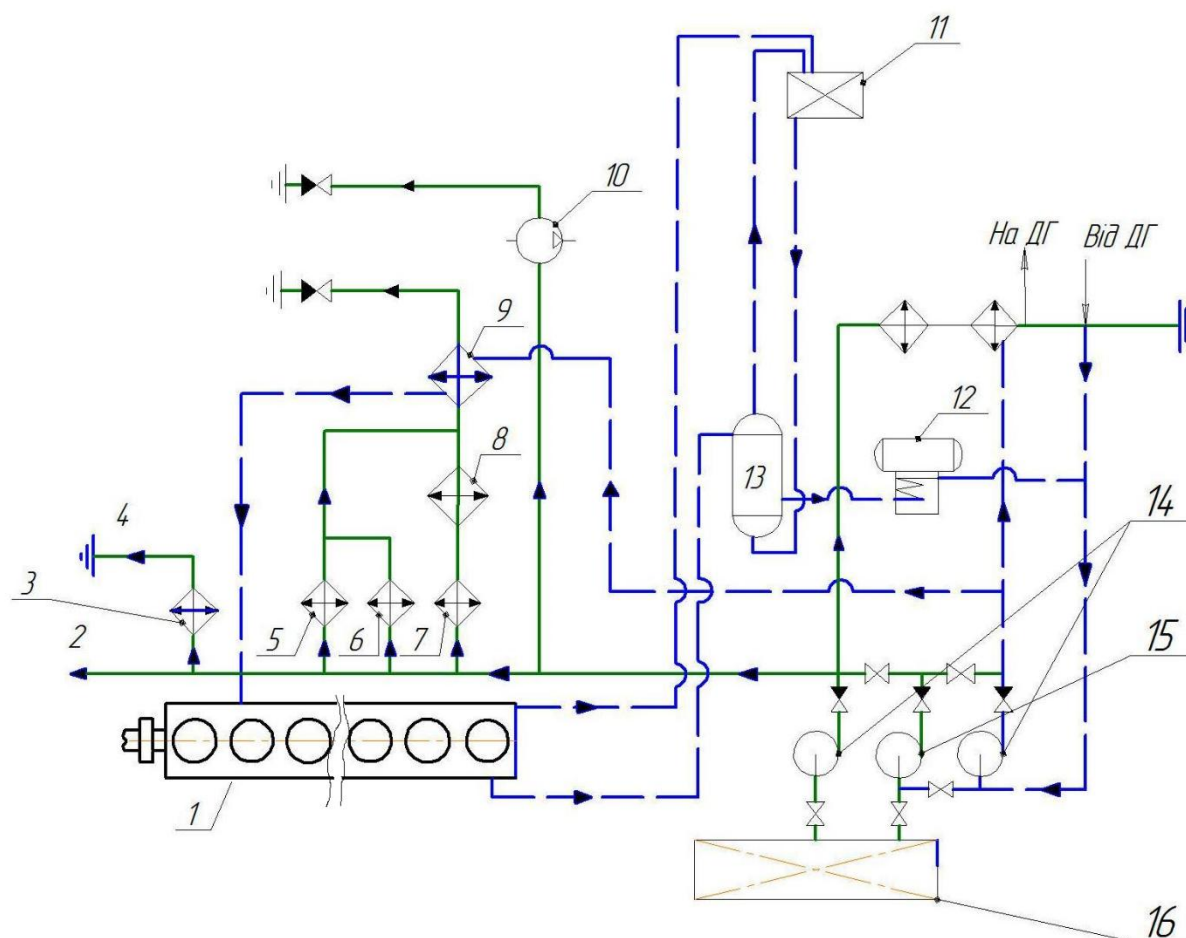


Рисунок 3.1 Принципова схема системи охолодження

1 – головний двигун, 2 – на охолодження підшипників валопровода, 3 – масло охолоджувач, 4 – злив води за дорт, 5 – охолоджувач газотурбодвигателів, 6 – охолоджувач палива, 7 – охолоджувач наддувочного повітря, 8 – охолоджувач масла, 9 – охолоджувач прісної води, 10 – компресор, 11 – цистерна запасу прісної води, 12 – опріснювач, 13 – деаератор, 14 – циркуляційні насоси, 15 – резервний циркуляційний насос, 16 – кінгстонно-розподільчий канал.

Прісна вода допускає нагрівання до 80...90 °С у системах охолодження при атмосферному тиску, а при підвищеному – до ще більших температур. Прісна вода, що циркулює у внутрішньому контурі, проходить попередню обробку з метою зниження солемісткості, жорсткості та видалення різноманітних домішок. До неї вводять інгібітори – уповільнювачі корозії.

В СЕУ найбільшого поширення набули системи охолодження забортною водою. Нею охолоджують головні та допоміжні конденсатори парових турбін, охолоджувачі прісної води ДВЗ, масло охолоджувачі циркуляційних систем змащування редукторів, ДВЗ, ТЗА та ГТД, компресори, підшипники суднового валопроводу та інші елементи СЕУ.

Атмосферне повітря, що застосовується як охолоджуюче середовище, має теплоємність майже в чотири рази меншу порівняно з водою, отже, системи охолодження потребують збільшену, порівняно з водою, його кількість та подавання зі швидкістю до 10 м/с. Це створює певні незручності внаслідок підвищеної витрати енергії на нагнітання повітря. Тому повітря як охолоджуюче середовище застосовується тільки у тих випадках, коли використання рідких охолоджуючих середовищ утруднене (в електродвигунах та електрогенераторах).

До системи водяного охолодження забортна вода надходить через спеціальні приймальні пристрої. Відповідно до вимог Регістру у кожному МВ повинно бути не менше двох кінгстонних ящиків циркуляційної або охолоджуючої води, через які можна прийняти забортну воду за будь-яких умов експлуатації. Як правило, один кінгстонний ящик розміщують у підвищеному дні, а другий – попід бортom. Їх обладнують пристроями для подавання пари тиском 0,5 МПа, гарячої води та стисненого повітря ($p = 0,3$ МПа), які використовуються для підігрівання води у ящиках та для продування приймальних решіток. Окрім того, у верхній частині кінгстонного ящика передбачено трубопровід для відведення повітря, що потрапило разом з водою.

На суднах льодового плавання приймання забортної води у систему охолодження здійснюють через льодові ящики. Крихти криги (шуга), що потрапляють у ящик разом з водою, спливають догори. Приймальний кінгстон встановлено у нижній частині ящика, що забезпечує надійний прийом. Для розтоплення шуги, що потрапила до льодового ящика, до нього підводять рециркуляційний трубопроводом частину підігрітої води з системи охолодження.

Відведення охолоджуючої води за борт здійснюється крізь неповоротно-запірний клапани. Для того, щоб нагріта у системі охолодження вода при відведенні не потрапляла до приймальних отворів, останні розташовують до носа судна від відливних.

Найбільш складні системи охолодження у ДУ звичайно двоконтурні (прісною та забортною водою). Окремі вузли ГД охолоджуються маслом і паливом. Залежно від роду рідини, що охолоджує циліндри, поршні та форсунки двигуна, розрізняють такі системи: з охолодженням циліндрів, поршнів та форсунок прісною водою; з охолодженням циліндрів та форсунок прісною водою, а поршнів – маслом; з охолодженням циліндрів прісною водою, поршнів – маслом, а форсунок – паливом.

У цих системах охолодження прісної води і масла здійснюється забортною водою у водо- та маслоохолоджувачах. Температура забортної води на виході не повинна перевищувати 55 °С, щоб з неї не випадали солі та не осаджувались на стінках теплообмінних поверхонь у

вигляді накипу. Температуру прісної охолоджуючої води підтримують на вході двигуна не нижче 55 °С, а на виході не більше 65...75 °С у головних мало оборотних двигунах.

3.2.2 Описання принципу роботи системи охолодження

Головний двигун та дизель-генератори охолоджуються прісною водою, яку подають до магістралі головним насосом прісної води. Через водоохолоджувач прісна вода надходить на охолодження ГД, а потім, виходячи з нього, проходить через водопідігрівник, деаератор та опріснювач і подається до приймального патрубку охолоджуючого насоса. По другій гілці охолоджуюча прісна вода надходить через водомаслоохолоджувач до ДГ та, виходячи з нього, у всмоктувачу магістраль насоса. Циркуляція прісної води здійснюється насосом за замкненим контуром.

До системи включено розширювальну цистерну, яка необхідна для поповнення кількості прісної води, що зменшується через витікання. У цю ж цистерну відводиться пароповітряна суміш з порожнин охолодження двигунів та теплообмінних апаратів. Водопідігрівник використовують під час розігрівання установки перед запуском ГД.

Система заборотної води складається з окремих ділянок, які з'єднані між собою з метою резервування механізмів. На сучасних суднах забортна вода з кінгстонних ящиків надходить через фільтр до кінгстонно-розподільного каналу, який розташований у МВ судна між сусідніми непроникними флорами. Завдяки кінгстонно-розподільному каналу можна приєднувати багатьох споживачів на великій ділянці по ширині судна, що дозволяє зменшити довжину трубопроводів заборотної води.

Головний циркуляційний електронасос подає забортну воду до загальносуднової магістралі, звідки вона надходить на охолодження теплообмінників ГД та ДГ, компресорів, підшипників валопроводу та маслоохолоджувача ущільнювальної системи деїдвуда, а потім зливається за борт.

На ГД заборотною водою прокачують охолоджувачі надувного повітря, масла, прісної води, масла газотурбодвигача та палива. У ДГ забортна вода подається на охолоджувачі надувного повітря, масла та води, а потім на злив. Циркуляційний електронасос є резервним для насосів.

3.2.2 Система газовідводу двигуна

Система газовідводу СЕУ призначена для відводу продуктів згоряння від головних і допоміжних двигунів і котлів. До її складу входять газовипускні трубопроводи, глушники шуму, іскрогасники, компенсатори температурних розширень, УК та інші елементи.

Схема системи газовідводу визначається типом СЕУ та призначенням судна. Система призначена для транспортування газів, які мають високу температуру (150... 500 °С), є токсичними та несуть недопалені крихти палива у вигляді іскор, що може стати причиною пожежі. Це потребує надання ряду спеціальних вимог до газовідвідних систем під час їх проектування.

Звичайно кожний двигун повинен мати окремий газовипускний трубопровід, проте допускається і об'єднання цих трубопроводів за наявності надійних пристроїв, що вимикають непрацюючий двигун.

Димоходи (газовипускні трубопроводи) головних або допоміжних парових котлів можуть бути об'єднані у загальний трубопровід. Випускні гази головних суднових парових котлів мають

на виході помірну температуру (150... 180 °C), тому температурні розширення трубопроводу для них невеликі.

Димохід виготовляють з листової сталі товщиною 3...5 мм за допомогою електрозварювання. Для надання йому жорсткості листи підкріплюють косинцями із внутрішньої або зовнішньої сторони. З зовнішнього боку димохід захищають шаром ізоляційного матеріалу товщиною 10...12мм, а потім на відстані 10...12 мм від ізоляції кріплять сталеві листи зовнішньої обшивки товщиною 1,0...1,5 мм. Повітряний прошарок між обшивкою та ізоляцією виступає додатковою теплоізоляцією. Димохід виводиться в суднову димову трубу через виріз у його діафрагмі. Внутрішній переріз димоходу визначають виходячи з максимального значення швидкості випускних газів, яка для головних котлів складає 7... 10 м/с, а для допоміжних – 15...20 м/с.

Газовипускні труби ДВЗ виготовляють із сталевих труб стандартних розмірів невеликої довжини (3...5 м), що з'єднуються між собою за допомогою фланців. Між фланцями встановлюють паронітові прокладки для газонепроникності стиків.

Переріз газовипускних труб звичайно значний, що утруднює виготовлення вигинів. У більшості випадків такі труби виконують за допомогою зварювання з наперед заготовлених обчислюнок.

Газовипускні трубопроводи двигунів на морських судах виводять догори через димар. На судах невеликої водотоннажності або на спеціальних, випуск газів може бути здійснено вище або нижче ватерлінії.

При розрахунках прохідного перерізу газовипуску виходять з таких допустимих швидкостей газу, м/с: 25... 30 для двотактних ДВЗ; 40...50 для чотиритактних ДВЗ; 50...60 для ГТД простого циклу; 15...20 для ГТД з регенерацією.

Температура випускних газів дизелів та ГТД значно вища, ніж у котельних установок, і досягає інколи 500 °C. У зв'язку з високою температурою газів значно змінюються лінійні розміри трубопроводу та підвищується тепловіддача у МВ. Теплове подовження окремих ділянок газовипускних трубопроводів може складати 3...5 мм на 1 м довжини. З метою компенсації теплових подовжень у газовипускний трубопровід необхідно вмонтувати спеціальний еластичний елемент – компенсатор, який не тільки компенсує температурні подовження, але й знижує рівень шуму та вібрації.

Застосовують сальникові та лінзові компенсатори. Їх встановлюють на довгих прямих ділянках труб, а також біля газовипускних колекторів або біля випускних патрубків газотурбодвигунів.

Труби кріплять за допомогою жорстких опор та пружних пружинних підвісок. Місця розташування опор та підвісок визначають так, щоб маса трубопроводу передавалась на корпус судна, а не сприймалася двигуном.

У системах газовипуску встановлюють глушники шуму, а на судах з підвищеною небезпекою пожежі (танкери, газозови, судна, що перевозять ліс, бавовну та інші легкогорючі матеріали) передбачають іскрогасники.

При установці утилізаційних парових котлів, у яких крім зниження температури газів забезпечується глушіння шуму та іскрогасіння, автономні глушники та іскрогасники можуть не застосовуватися.

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 03	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Газовипускні труби та димоходи у межах закритих приміщень ізолюють відоростіюкою тепловою ізоляцією, що значно знижує тепловіддачу. При розрахунках товщини ізоляційного шару виходять з того, що температура зовнішньої поверхні трубопроводу не повинна перевищувати 50...55 °С. У місцях можливих пошкоджень ізоляційний шар вкривають тонким листовим металом.

Зрізи газовипускних труб розташовують відносно козирка суднової димової труби так, щоб виключити задимлення судна. Конструкції судових димових труб бувають різними. Останнім часом віддають перевагу газовипускним трубам, які значно виступають над кожухом димаря, що сприяє знесенню димових газів від судна зустрічним потоком повітря.

На судах з двовальною установкою часто встановлюють дві димові труби по одній стороні ДП або ближче до дортів. Інколи й одновальні установки мають дві димові труби. В одній з них розташовують газовипускний трубопровід ГД, а у другій — усі газовипускні трубопроводи допоміжних двигунів та котлів.

3.2.3 Система стисненого повітря двигуна (рис. 3.3, 3.4)

Системами стисненого повітря обладнують ЕУ всіх типів. Найбільш розвинуті ці системи на дизельних транспортних, промислових та на великих газотурбінних судах. Розрізняють системи стисненого повітря низького (до 1 МПа), середнього (до 3 МПа) та високого (більше 5 МПа) тиску. Повітря низького тиску витрачається на господарські потреби судна та ЕУ (продування механізмів, кінгстонів), середнього тиску — здебільшого на пуск та реверс ДВЗ, а високого — у системах управління ГТД, пуску допоміжних ДВЗ та на інші цілі.

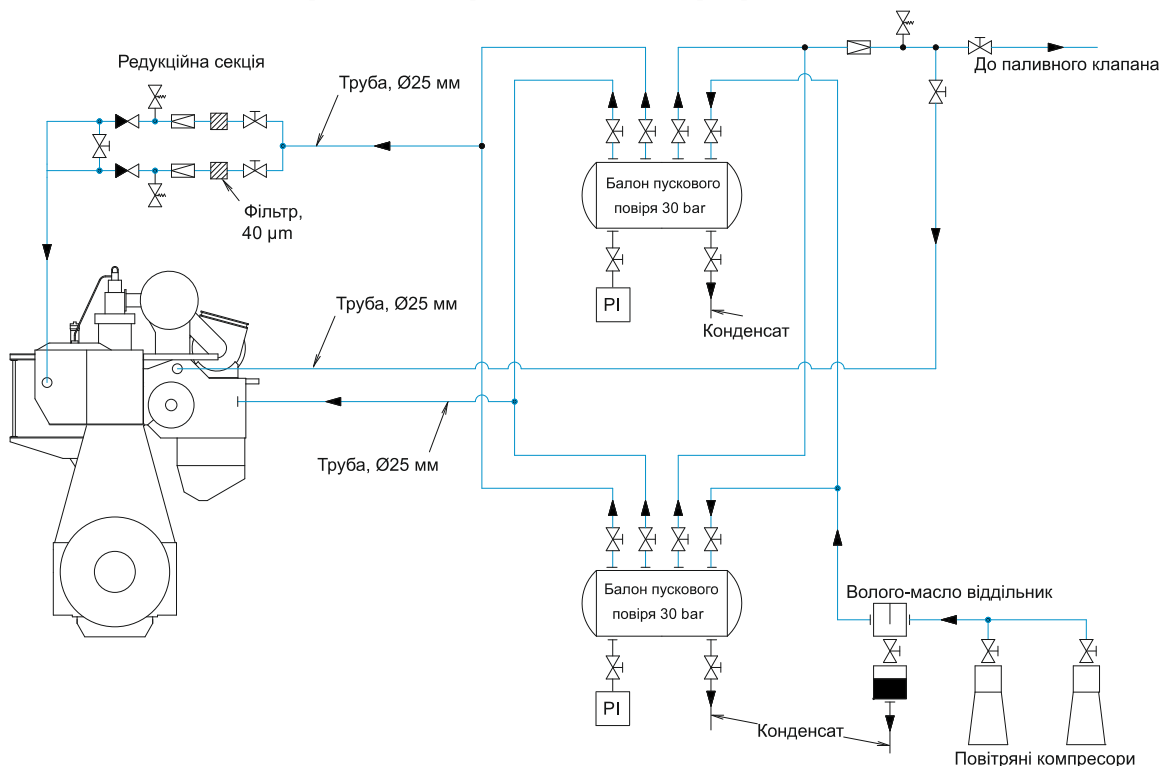


Рисунок 3.2 Схема системи пускового повітря

За комплектацією механізмами та пристроями системи стисненого повітря суден різних типів практично не відрізняються. Звичайно до складу системи входять поршневі електрокомпресори, масло-вологоріддільники, балони для зберігання повітря, редукційні

клапани, трубопроводи, контрольно-вимірювальні прилади та пристрої автоматичного регулювання системи.

Згідно з Правилами Регістру повітря для пуску ГД повинно зберігатися у двох балонах однакової місткості. Тиск пускового повітря складає 2,5...3 МПа. На великих суднах та для пуску допоміжних двигунів використовують повітря тиском 5...7 МПа. Запас пускового повітря на судні також визначений Правилами Регістру, відповідно до яких необхідно, щоб його вистачало на 12 послідовних пусків (навперемінно на передній та задній хід) кожного реверсивного ГД. Для пуску нереверсивних ГД запасу повітря повинно вистачити на шість пусків двигуна найбільшої потужності, а за наявності більш як двох двигунів – на три пуски кожного двигуна. Для ДГ допускається використовувати один балон, місткість якого повинна бути такою, щоб забезпечити шість послідовних пусків одного двигуна. Якщо ДГ розташовані на різних бортах судна, передбачають по одному балону на кожному борту. Між собою балони з'єднують трубопроводами.

При розташуванні ГД у двох приміщеннях, відокремлених водонепроникною перебіркою, у кожному з них встановлюють не менш ніж по одному балону на кожному з бортів та по одному головному компресору.

Питома витрата пускового повітря для сучасних дизелів $g_{\text{пов}} = 4...9 \text{ м}^3$ на 1 м^3 робочого об'єму циліндрів двигуна.

Стиснене повітря на судні витрачається не тільки на пуск двигунів, але й на інші потреби, тому якщо воно забирається з балонів пускового повітря, то їх місткість повинна бути відповідно збільшена. Наприклад, при використанні стисненого повітря для подавання звукового сигналу за допомогою тифона необхідно збільшити місткість пускових балонів на кількість повітря, яка необхідна для безперервної роботи тифона протягом 8 хв. у буксирів та 6 хв. у інших суден.

Балони пускового повітря являють собою великогабаритні циліндричні ємності. Їх звичайно встановлюють у МВ вздовж бортів у районі платформи з ухилом до корми для накопичування конденсату у місцях розташування клапанів продування або вертикально біля переднього торця ГД. Кожний балон повинен оснащуватись манометром, запобіжним клапаном та іншою арматурою.

Запас стисненого повітря поповнюється за допомогою головних компресорів, яких повинно бути не менше двох (один резервний), та одного первинного компресора з автономним двигуном. Первинний компресор дозволяє створити необхідний запас стисненого повітря для запуску ДГ ("оживлення" установки), а потім вже може бути запущено один з електрокомпресорів. Компресорна станція може мати у своєму складі і підкачувальний електрокомпресор меншої продуктивності порівняно з основним. Підкачувальний компресор дозволяє поповнювати витрату стисненого повітря при менших витратах електроенергії.

Згідно з Правилами Регістру подача кожного головного компресора повинна бути такою, щоб забезпечити заповнення пускових балонів ГД протягом 1 год, починаючи з тиску, при якому можливий останній пуск або маневр, до робочого початкового тиску.

3.2.4 Описання принципу роботи системи стисненого повітря двигуна

Балони пускового повітря ГД та ДГ заповнюються за допомогою одного з головних компресорів через водомасловіддільник з автоматичним спуском конденсату. З балонів частина

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 03	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

повітря через редуктор спрямовується на господарські потреби та до тифонів. В міру витрачання повітря та зниження тиску у балонах поповнення здійснюється автоматизованим підкачувальним компресором. При великій витраті пускового повітря, як при маневруванні ГД, включається у роботу головний електрокомпресор. Початкове (або аварійне) заповнення балона здійснюється автономним дизель-компресором з ручним пуском.

При пуску ГД повітря поступає від балона стиснутого повітря до повітророзподільника, в ньому повітряний потік розподіляється на дві основні гілки. Одна керує почерговим відкриттям пускових клапанів, а інша транспортує повітря до потрібного циліндру.

У двигун надходить надувне повітря від турбокомпресору (ТК), привід якого відбувається випускними газами.

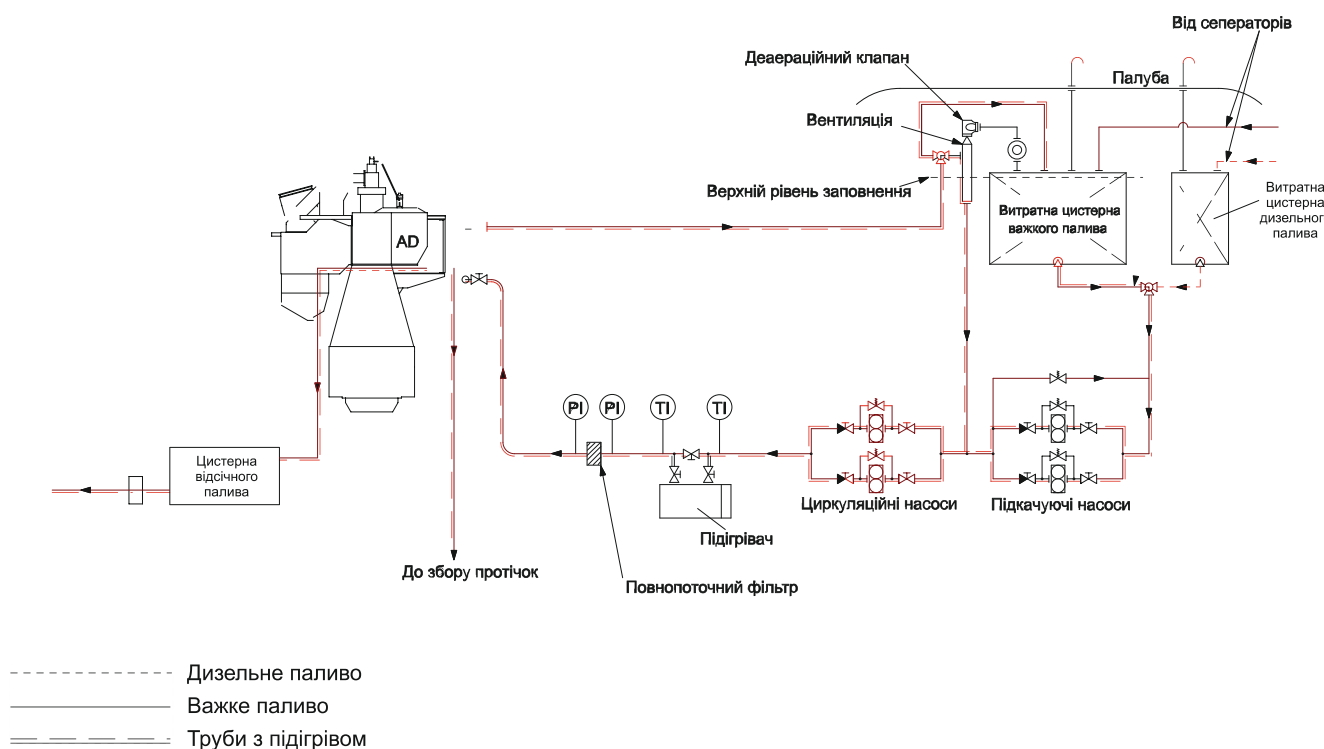


Рисунок 3.3 Схема паливної системи

Повітря з машинного відділення через глушник з фільтром поступає в компресор ТК і під тиском подається в нагнітаючий трубопровід. Нагнітаючий трубопровід оснащений компенсатором та глушником шуму. Всі патрубки трубопроводу оснащені шумоізоляційними матами. Нагнітаючий патрубок кріпиться до кронштейну та з'єднаний з охолоджувачем повітря.

Повітря, проходячи охолоджувач та волого уловлювач поступає в колектор продувочного повітря.

Колектор продувочного повітря оснащений клапанною коробкою з клапанами, двома допоміжними електроповітродувками та запобіжним клапаном, встановленим на носовій секції колектора.

При роботі дизеля, коли тиск продувочного повітря достатньо великий, повітря з охолоджувача поступає в клапанну коробку та через зворотні клапани, відкриті під тиском

повітря, поступає в колектор, а звідти в під поршневі об'єми циліндрів. Допоміжні повітродувки при цьому відключені та шибєрні заслонки закриті.

При пусках дизеля або його роботі на невеликих навантаженнях, коли тиск продувочного повітря невеликий, автоматично вклучається допоміжні повітродувки. При цьому повітря всмоктується з машинного відділення через ТК, проходить нагнітаючий трубопровід, охолоджувач, клапану коробку, зворотні клапани якої закриті, і по трубопроводах поступає до всмоктуючого об'єму повітродувки, звідки нагнітається в колектор.

При цьому шибєрна заслонка повітродувки, яка запускається другою, закривається під тиском повітря, що поступає в нагнітаючий об'єм повітродувки та перешкоджає його обертанню в зворотному.

Випускні гази з циліндрів поступають в загальний газовипускний колектор, що забезпечує постійний тиск газів перед ТК. Гази поступають в колектор по випускним колінам. Газовипускний колектор складається з секцій, по одній на кожен циліндр. Між секціями і по торцям колектора встановлені компресори. Секції і компенсатори стягуються з трьох сторін анкерними зв'язками. Кожна секція через пакет пластин, працюючих на згин, кріпиться до опори, яка встановлюється на раму.

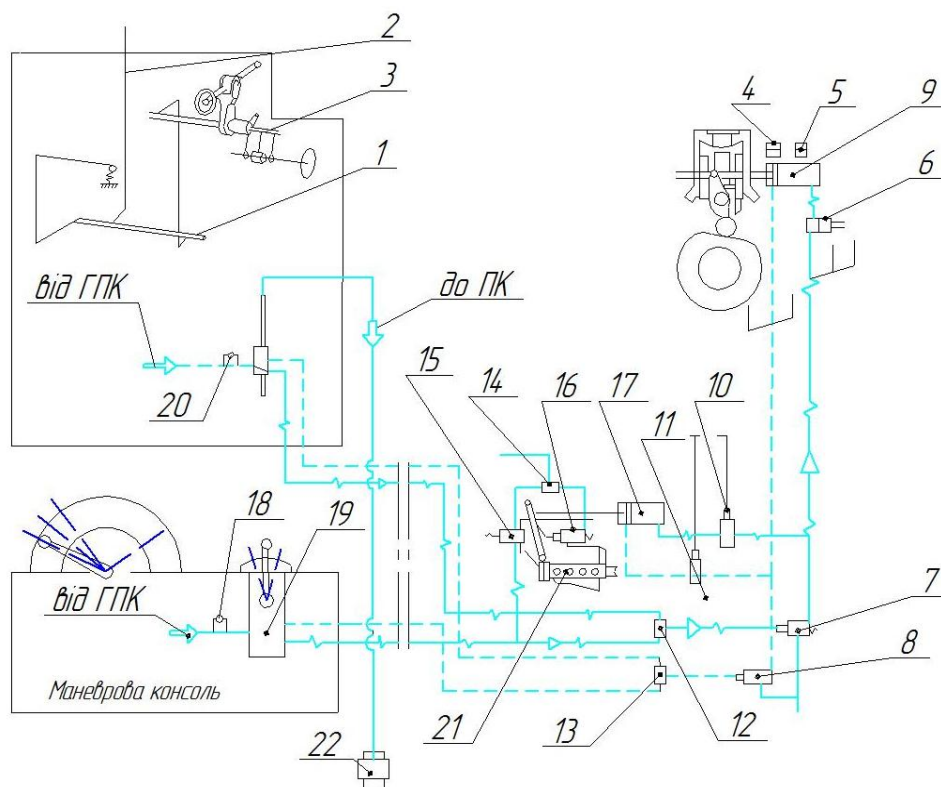


Рисунок 3.4 Система контрольного повітря:

- 1 – Регулювальний вал; 2 – Тяга до паливних насосів, 3 – Тяга до регулятора, 4 – Магнітний вимикач, 5 – Магнітний вимикач, 6 – Шаровий клапан, 7 – Прохідний клапан, 8 – Прохідний клапан, 9 – Повітряний циліндр, 10 – Прохідний клапан, 11 – Прохідний клапан, 12 – Подвійний незворотній клапан, 13 – Подвійний незворотній клапан, 14 – Подвійний незворотній клапан, 15 – Прохідний клапан, 16 – Прохідний клапан, 17 – Повітряний циліндр, 18 – Дросельний незворотній клапан, 19 – Телеграф, 20 – Прохідний клапан, 21 – Повітрерозподілник, 22 – Пусковий клапан

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 03

Арк.

36

З колектора випускні гази поступають по трубопроводу в газовипускну частину ТК. Трубопровід складається з патрубка секції, компенсатора та приставки. Між компенсатором та приставкою встановлюється решітка, запобігаючи попаданню в турбіну великих частин, які можуть визвати пошкодження лопаток робочого колеса.

3.3 Система автоматичного управління дьвигуном

Система управління служить для пуску, реверсування та управління частотою обертання дизеля.

Управління дизелем може виконуватися трьома способами:

дистанційне управління (ДУ) з центрального посту управління (ЦПУ) машинного відділення;

дистанційне автоматичне управління (ДАУ) з рульової рубки (навігаційного містка);

аварійне управління з навісного аварійного посту управління при несправностях (ДУ), несправностях регулятора чи гідро підсилювача.

Дизель обладнаний системою аварійно-попереджувальної сигналізації та захисту, яка забезпечує:

- попереджувальну та аварійну сигналізацію;
- дистанційно вмикаючий захист шляхом зупинки або зниження частоти обертання дизеля;
- невмикаючий захист дизеля шляхом зупинки за частотою обертання, перевищуючий $110+4 \text{ хв}^{-1}$
- механічний граничний вмикач.

Граничний вмикач вступає в дію при перевищенні максимально-допустимої частоти обертання колінчатого валу.

Граничний вмикач знаходиться на привідному відсіку з сторони розподілу, приводиться в дію через пружинну муфту від механічного приводу діє на пневматичний стоп-циліндр системи управління.

3.4. Розрахунок робочого циклу дьвигуна

3.4.1 Вибір і обґрунтування вихідних даних до розрахунку

Дійсні процеси, здійснювані в робочому циліндрі, унаслідок складних взаємозв'язків між параметрами і фізичними явищами, а також через змінність об'єму циліндра дуже складні. Тому в розрахунках звичайно прибігають до визначених спрощень опису фізичних явищ, що дозволяє використовувати загальновідомі положення технічної термодинаміки.

Зміна параметрів у процесах циклу залежить як від конструктивних особливостей дьвигуна, наприклад, дійсного ступеня стиску, так і від параметрів у колекторах, що залежать від особливостей систем повітропостачання і газовідводу

Розрахунок власне циклу зводиться до визначення параметрів наприкінці відповідних процесів, починаючи з процесу наповнення; розрахунку параметрів, що характеризують цикл у цілому – індикаторних показників дьвигуна; побудові теоретичної

індикаторної діаграми. Крім того, проводять розрахунок параметрів, що характеризують роботу двигуна в цілому – ефективних показників двигуна.

Цикл розраховується для номінального режиму роботи двигуна.

Для розрахунку робочого циклу необхідне знання ряду вихідних параметрів. Нижче приводяться зведення по основних вихідних параметрах до розрахунку циклу.

Вибір кількості вихідних даних залежить від прийнятої схеми розрахунку робочого циклу, а правильність прийнятих даних істотно впливає на точність кінцевих результатів розрахунку.

Ефективна потужність двигуна $N^e = 27180$ кВт.

Частота обертання колінчастого валу $n = 104$ хв⁻¹.

Очікувана питома ефективна витрата палива $g^e = 0,169$ кг/(кВт·год).

Діаметр циліндра $D_{ц} = 0,8$ м.

Хід поршня $S = 2,760$ м.

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра ($D_{ц}$ S) і спосіб сумішоутворення. Вибираємо $\varepsilon = 14,5$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Як і при виборі ступеня стиску, розмір надлишку повітря в значній мірі залежить від розмірів і способу сумішоутворення. Приймаємо $\alpha = 2,5$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . На підставі аналізу численних дослідних даних приймаємо $\gamma_r = 0,05$.

Температура залишкових газів T_r . При виборі цієї величини варто орієнтуватися на такі значення $T_r = 600 \dots 900$ К. Приймаємо $T_r = 650$ К.

Температура навколишнього повітря T_0 . В усіх випадках варто приймати $T_0 = 293$ К (стандартні атмосферні умови) і тільки в особливих випадках приймають температуру машинного відділення.

Тиск навколишнього повітря P_0 . В усіх випадках варто приймати $P_0 = 0,101$ МПа (стандартні атмосферні умови).

Збільшення температури повітря при переході з наддувного колектора в циліндр ΔT_a . Приймаємо $\Delta T_a = 5$, як для ДВЗ із наддуванням.

Коефіцієнт зміни тиску при переході повітря з наддувного колектора в циліндр K_a . Приймаємо для МОД $K_a = 1,0$.

Коефіцієнт наповнення циліндра η_n . Для 2-тактних двигунів приймаємо $\eta_n = 0,86$.

Показник політропи стиску n_1 . Ця величина надалі уточнюється, тому для організації розрахункової схеми циклу варто прийняти $n_1 = 1,35$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z , ξ_z . Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Приймаємо $\xi_z = 0,92$ як для нової моделі СОД.

Коефіцієнт використання теплоти в точці b , ξ_b . Ця величина знаходиться таким же шляхом, як і попередня. Приймаємо $\xi_b = 0,96$.

Ступінь підвищення тиску в циліндрі λ . Приймаємо $\lambda = 1,25$.

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 03	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Найбільша температура газів T_z . У першому наближенні слід прийняти $T_z = 2000$ К. Далі ця величина буде уточнюватися.

Показник політропи стиску p_2 . У першому наближенні слід прийняти $p_2 = 1,2570$. Далі ця величина буде уточнюватися.

Температура в циліндрі наприкінці процесу розширення T_B . У першому наближенні слід прийняти $T_B = 1000$ К. Далі ця величина буде уточнюватися.

Частка втраченого ходу $\psi_s = 0,08$.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми $\phi_{скр}$. Приймаємо $\phi_{скр} = 0,98$.

Механічний ККД двигуна η_m . Приймаємо $\eta_m = 0,95$.

Хімічний склад палива. У більшості випадків розрахунки ведуться на паливо середнього складу:

$C = 0,866$ кг – кількість вуглецю;

$H = 0,13$ кг – кількість водню;

$S = 0$ кг – кількість сірки;

$O = 0,004$ кг – кількість кисню;

$W = 0$ кг – кількість вологи.

Коефіцієнт тактності $z = 1$ для 2-х тактних двигунів.

3.4.2 Визначення потрібного тиску наддубочного повітря для отримання необхідної потужності

Витрати кількості повітря, яке потрапляє в двигун

$$G_{пов} = \frac{1}{3600} \cdot g_e^{ГД} \cdot N_e^{ГД} \cdot L'_0 \cdot \alpha \cdot \phi_a = 29,9 \text{ кг/с}$$

де $L_0 = 14,3$ кг/(кг палива) – теоретична необхідна кількість повітря для спалювання 1 кг умовного палива;

$\alpha = 2,5$ – коефіцієнт надлишку повітря при спалюванні палива;

$\phi_a = 1,25$ – коефіцієнт продувки циліндру.

Адiabатна робота при стисканні 1 кг повітря компресором

$$L_{ад,к} = \frac{k}{k-1} \cdot R_{пов} \cdot T_0 \cdot \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = 136,8 \text{ кДж/кг}$$

Потужність, яка потрібна для роботи компресора

$$N_k = \frac{G_{пов} \cdot L_{ад,к}}{\eta_{ад,к}} = 4800 \text{ кВт}$$

де $\eta_{ад,к}$ (0,82...0,86) – адiabатний ККД компресора (більші значення $\eta_{ад,к}$ приймаються для потужних суднових МОД). Витрати палива, яке згоряє в головному двигуні

$$G_{пал} = \frac{g_e^{ГД} \cdot N_e^{ГД}}{3600} = 0,66 \text{ кг/с}$$

Кількість газів, які потрапляють до газової турбіни

$$G_{газ} = G_{пов} + G_{пал} = 29,9 + 0,66 = 30,56 \text{ кг/с}$$

Тиск газів перед турбіною

$$p_T = (0,85 \dots 0,9) \cdot p_k = 0,303 \text{ МПа}$$

Де p_k дивись таблицю 2.3(необхідний тиск повітря в наддувному колекторі)

Температура газів, які потрапляють у випускний колектор після відкриття органів двигуна

$$T_r = \frac{T_b}{\left(\frac{P_b}{T_b}\right)^{\frac{n_2-1}{n_r}}} = 807,45 \text{ К}$$

де T_b — температура газів наприкінці процесу розширення у циліндрі двигуна (див. табл. 2.4);

P_b — тиск газів наприкінці процесу розширення у циліндрі двигуна (див. табл. 2.4);

n_2 — показник політропи розширення газів при переході їх з циліндра до випускного колектора (приймається $n_2 = 1,6$).

Температура газів перед турбіною (після перемішування з продувочним повітрям)

$$T_m = \frac{(\varphi_a - 1) \cdot T_k + \beta_0 \cdot T_z}{(\varphi_a - 1) + \beta_0} = 585,35 \text{ К}$$

де $T_k = 320 \text{ К}$ — температура надувного повітря в колекторі;

$\beta_0 = 1,026$ — коефіцієнт мольного змінювання газів при згоранні палива.

φ_a — коефіцієнт продування (приймається для 4-хтактних — 1,05...1,1; для 2-хтактних — 1,2...1,25;

Адіабатна робота розширення 1 кг газу в турбіні

$$L_{ад.т} = \frac{k_r}{k_r - 1} \cdot R_r \cdot T_r \cdot \left[\left(\frac{p_0}{p_r} \right)^{\frac{k_r-1}{k_r}} - 1 \right] = 156,8 \text{ кДж/кг}$$

де $k_r \approx 1,35$ — показник політропи розширення;

$R_r \approx 0,286 \text{ кДж/(кг·К)}$ — газова стала.

Потужність газової турбіни

$$N_T = G_{ГАЗ} \cdot L_{ад.т} \cdot \frac{1}{\eta_{ад.т} \cdot \eta_{мех}} = 5752 \text{ кВт}$$

де $\eta_{ад.т} = (0,75 \dots 0,85)$ — адіабатний ККД компресора (більші значення $\eta_{ад.к}$ приймаються для потужних суднових МОД);

$\eta_{мех} \approx 0,98$ — механічний ККД турбокомпресора.

Для роботи турбокомпресора необхідно виконання умови

$$N_T \geq N_K$$

$$5752 \geq 4800$$

Якщо N_m значно перевищує N_k (що характерно для сучасних форсованих двигунів), слід розглянути можливості використання надлишкової потужності, наприклад, для виробництва електричної енергії для потреб судна або додавати потужність до гребного валу.

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 03	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4.3 Розрахунок процесу наповнення циліндра

Розрахунок полягає у визначенні тиску і температури наприкінці наповнення, а також коефіцієнта наповнення.

Результати розрахунку представлені в табл. 3.1

Таблиця 3.1 Розрахунок процесу наповнення

Параметр	Розрахункові формули або джерело одержання даних	Двигун 8К80МЕ-С9.2
Необхідний тиск повітря в наддувному колекторі p_k , МПа	$0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{g_e \cdot N_e \cdot \alpha \cdot T_k}{D_{\text{ц}}^2 \cdot S \cdot i \cdot n \cdot z \cdot \eta_H}$	0,294
Тиск у циліндрі на початку стиску p_a , МПа	$K_a \cdot p_k$	0,294
Температура на початку стиску T_a , К	$T_a = \frac{T_k + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}$	367
Коефіцієнт наповнення циліндра η_H	$\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} (1 - \psi_s)$	0,873

3.4.4 Розрахунок процесу стискування

Дійсний процес стиску є політропним з показником ступеня стиску n_1 , перемінним на всьому протязі ходу поршня. У розрахунку робочого процесу стиску приймається, що він відбувається по політропі з умовним середнім показником $n_1 = \text{const}$, величина якого забезпечує одержання такої ж роботи на лінії стиску, як і при дійсним показникові.

Результати розрахунку представлені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 Розрахунок процесу стиску

Параметр	Розрахункові формули або джерело одержання даних	Двигун 8К80МЕ-С9.2
Коефіцієнт в рівнянні середньої ізохорної теплоємності заряду на лінії стиску: a_{vc} , кДж/(кмоль·К)	$\frac{\gamma_r \cdot a_v'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot \alpha_v'}{\alpha(1 + \gamma_r)}$	19,283
b_c , кДж/(кмоль·К2)	$\frac{\gamma_r \cdot b'' + [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot b'}{\alpha(1 + \gamma_r)}$	0,0025
Середній показник політропи стиску n_1 (визначається методом послідовних наближень) I-е наближення	Див.п.2.1.15 $\frac{8,314}{a_{vc} + b_c T_a (1 + \varepsilon^{n_1-1})} + 1$	1,350 (I)

Параметр	Розрахункові формули або джерело одержання даних	Двигун 8К80МЕ-С9.2
II-е наближення III-е наближення Через те, що різниця значень показника n_1 політропи стиску в III і II наближеннях не перевищує $\pm 0,005$, останнє значення n_1 приймається як остаточне		1,370 (II) 1,369 (III)
Тиск наприкінці стиску p_c , МПа	$p_a \cdot \varepsilon^{n_1}$	11,35
Температура наприкінці стиску T_c , К	$T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$	978

3.4.5 Розрахунок процесу згоряння

Основним процесом, що відбувається в циліндрі двигуна, є горіння розпиленого палива, що впорскується в циліндр. Процес горіння представляє окислювання складених частин палива з ви-діленням теплоти, яку необхідно корисно використовувати.

Розрахунок полягає у визначенні кількості повітря для повного згоряння 1 кг палива, коефіцієнта молекулярної зміни, середніх мольних теплоємностей, нижчої теплопровідності 1 кг палива, ступеня підвищення тиску і максимальної температури процесу.

Результати розрахунку представлені в табл. 3.3.

Таблиця 3.3 Розрахунок процесу згоряння

Параметр	Розрахункові формули або джерело одержання даних	Двигун 8К80МЕ-С9.2
Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива L_0 , кмоль/кг	$\frac{1}{0,21} \left[\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} + \frac{O}{32} \right]$	0,498
Дійсна кількість повітря, необхідна для згоряння 1 кг палива L , кмоль/кг	αL_0	1,245
Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни β_0	$1 + \frac{8H + O}{32L}$	1,0262
Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни β	$\frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,025
Частка палива, спаленого до точці z , X_z	$\frac{\varepsilon_z}{\varepsilon_b}$	0,9583
Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z , β_z	$1 + \frac{\beta_i - 1}{1 + \gamma_r} \cdot \delta_z$	1,0239

Параметр	Розрахункові формули або джерело одержання даних	Двигун 8К80МЕ-С9.2
Постійна палива, k	$\frac{8H + O}{32L_0}$	0,065
Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці z : a_{vz} , кДж/(кмоль·К) b_z , кДж/(кмоль·К)	$\frac{[(1+k_a)x_z + \gamma_r]a_v''}{a(1+\gamma_r) + kx_z} + \frac{[a(1+\gamma_r) - (x_z + \gamma_r)]a_v'}{a(1+\gamma_r) + k_ax_z}$ $\frac{[(1+k_a)x_z + \gamma_r]b''}{a(1+\gamma_r) + kx_z} + \frac{[a(1+\gamma_r) - (x_z + \gamma_r)]b'}{a(1+\gamma_r) + k_ax_z}$	19,7422 0,0029
Коефіцієнти в рівнянні середньої ізохорної теплоємності газів у точці b : a_{vb} , кДж/(кмоль·К) b_b , кДж/(кмоль·К)	$\frac{[(1+k_a) + \gamma_r]a_v'' + [(1+\gamma_r)(\alpha-1)]a_v'}{\alpha(1+\gamma_r) + k_a}$ $\frac{[(1+k_a) + \gamma_r]b'' + [(1+\gamma_r)(\alpha-1)]b'}{\alpha(1+\gamma_r) + k_a}$	19,7617 0,0030
Нижча теплота згоряння палива, Q_H , кДж/кг	$418,7[81C + 300H - 26(O-S) - 6(9H+W)]$	42700
Нижча теплота згоряння палива, приведена до абсолютного нуля Q'_H , кДж/кг	$Q'_H + \alpha L_0(1 + \gamma_r)[\beta Z(a_{vz} + b_z T_0) - (a_{vc} + b_c T_0)]T_0$	43212
Постійні в рівнянні згоряння: C B A	$\frac{1}{\beta_z(1+\gamma_r)} \left\{ \frac{\beta_z Q'_H}{L} + [a_{vc} + b_c T_c + \gamma_r(a_{vc} + b_c T_c) + (1+\gamma_r)8,314\lambda] T_c \right\}$ b_z $8,314 + a_{vz}$	61263 0,0031 28,273
Максимальна температура в циклі T_z , К; розв'язується методом послідовних наближень: I наближення II наближення III наближення	Див. п. 2.1.19 $T_z = \frac{C}{A + BT_z}$	2000 (I) 1815 (II) 1922 (III)
Максимальний тиск в циліндрі p_z , МПа	$\lambda \cdot p_c$	15,32

3.4.6 Розрахунок процесу розширення

Основний робочий хід поршня здійснюється при розширенні продуктів згоряння. Розрахунок процесу розширення складається у визначенні ступеня наступного розширення, параметрів наприкінці процесу і середнього показника політропи розширення.

Результати розрахунку представлені в табл. 3.4.

Таблиця 3.4 Розрахунок процесу розширення

Параметр	Розрахункові формули або джерело одержання даних	Двигун 8К80МЕ-С9.2
Ступінь попереднього розширення ρ	$\frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c}$	1,49
Ступінь подальшого розширення δ	$\frac{\varepsilon}{\rho}$	9,73
Постійні рівнянь для знаходження показника політропи розширення n_2 , кДж/кмоль: D C	$\frac{Q_H(\varepsilon_b - \varepsilon_z)}{L(1 + \gamma_r)}$ $\frac{\beta_z}{\beta} (a_{vz} + b_z T_z) T_z$	1322 46322
Середній розрахунковий показник політропи розширення n_2	$\frac{8,314 \left[\left(\beta_z / \beta \right) T_z - T_b \right]}{D + C - (a_{vb} + b_b T_b) T_b + 1}$	1,244
Температура газу наприкінці розширення T_b , К.	$\frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$	1034
Тиск наприкінці процесу розширення p_b , МПа	$\frac{p_z}{\delta^{n_2}}$	0,86

3.4.7 Визначення індикаторних показників циклу

Індикаторні показники характеризують досконалість робочого циклу в циліндрі, де враховуються тільки теплові втрати. Розрахунок індикаторних показників складається у визначенні середнього індикаторного тиску, питомо індикаторна витрата палива і індикаторний ККД.

Результати розрахунку зведені в табл. 3.5

Таблиця 3.5 Розрахунок індикаторних показників циклу

Параметр	Розрахункові формули або джерело одержання даних	Двигун 8К80МЕ-С9.2
Середній індикаторний тиск по нескругленій діаграмі p_i' МПа	$\frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$	1,99
Середній індикаторний тиск по скругленій індикаторній діаграмі p_i , МПа	$\varphi_{\text{скрр}} \cdot p_i' \cdot (1 - \psi_s)$	1,8
Питома індикаторна витрата палива g_i , кг/(кВт·год)	$433 \frac{p_k \eta_H}{L T_k p_i}$	0,157
Індикаторний ККД η_i	$\frac{3600}{g_i Q_n}$	0,53

3.4.8 Визначення ефективних параметрів двигуна

Ефективні показники робочого циклу враховують теплові і механічні втрати, що мають місце при передачі енергії розширення газів через поршень і кривошипно – шатунний механізм на колінчастий вал. Розрахунок ефективних параметрів двигуна складається у визначенні середнього ефективного тиску, питомої ефективно витрати палива, ефективного ККД.

Середній ефективний тиск є одним з найважливіших показників робочого циклу, що характеризують ступінь ефективного використання обсягу робочого циліндра, а також рівень освоєння наддування. Ефективний ККД характеризує ступінь досконалості робочого циклу, ступінь наближення розрахункового циклу до ідеального, ступінь досконалості конструкції.

Результати розрахунку зведені в табл. 3.6.

Таблиця 3.6 Визначення ефективних параметрів двигуна

Параметр	Розрахункові формули або джерело одержання даних	Двигун 8К80МЕ-С9.2
Середній ефективний тиск p_e , МПа	$P_i \eta_m$	1,7
Питома ефективна витрата палива g_e , кг/(кВт·год)	$\frac{g_i}{\eta_m}$	0,167
Ефективний ККД двигуна η_e	$\eta_i \eta_m$	0,498

3.4.9 Визначення середнього індикаторного тиску по згорнутій індикаторній діаграмі

Розрахункову індикаторну діаграму будують за даними розрахунку робочого циклу. Надалі ця діаграма є необхідним матеріалом для динамічного і прочностного розрахунків двигуна.

Побудова діаграми виконують аналітичним способом, тому що графічні методи побудови дають великі помилки.

Ординати крапок політропи стиску і розширення обчислюють по наступним формулах:

для процесу стиску

$$P_{CT} = \frac{P_c}{(V/V_c)}, \text{ МПа}$$

для процесу розширення

$$P_{ROC} = \frac{P_z \cdot P^{n_2}}{(V/V_c)}, \text{ МПа}$$

де V/V_c – відношення обсягів, що представляє собою поточні значення ступеня стиску.

$$V_c = \frac{v_s}{(\epsilon_r - 1)} = \frac{\pi D^2 / 4}{(\epsilon_r - 1)} \cdot S$$

де ϵ_r – геометричний ступінь стиску

$$\epsilon_r = 14,388(8)$$

Значення P_a , P_b , P_c є контрольними і повинні відповідати розрахункам циклу.

Обчислення ординат крапок політропи ведуться в табл. 3.7.

Таблиця 3.7 Координати крапок політропи.

V/V_c	$P_{cж}, \text{МПа}$	$P_{рсж}, \text{МПа}$
1	11,35	P_z
1,25	8,36	P_z
1,5	6,52	15,32
1,61	5,97	14,00
1,75	5,28	12,49
2	4,40	10,54
2,5	3,24	7,93
3	2,53	6,29
4	1,71	4,36
6	0,98	2,60
8	0,66	1,81
10	0,49	1,36
12	0,38	1,08
14,5	0,29	0,85

Середнє значення сумарної дотичної ΣT_{cp} визначається за площиною під кривою сумарних тангенціальних сил $\Sigma T - f(a)$. Графічним методом визначили $\Sigma T_{cp} = 8,15 \text{ МПа}$.

3.4.4 Визначення середньої сумарної сили T_{cp} та індикаторної потужності двигуна
Розрахункова величина індикаторної потужності

$$N'_i = \sum T_{cp} \cdot F_{\alpha} \cdot R \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot 10^3$$

де $\Sigma T_{cp} = 8,15$ – середнє сумарнє дотичнє зусилля, мм;

$\mu_T = 0,05$ – масштаб діаграми, МПа/мм;

$R = 1,63$ – радіус кривошипа, м;

$n = 104$ – частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹.

ΣT_{cp} – знаходиться по формулі:

$$\Sigma T_{cp} = \frac{F_g}{L},$$

де F_g – площа діаграми, мм²;

$L = 90$ – довжина діаграми, мм.

$F_g = \Sigma F_i \Delta L$, мм²,

де $F_1 \dots F_9$ – ординати відповідних крапок діаграми, мм;

$\Delta L = 5$ – крок осі абсцис діаграми, град;

$MT = 0,05$ – масштаб діаграми, МПа/мм;

$F_{\alpha} = 0,785 D_y^2 = 0,636$ – площа поперечного перерізу циліндра, м².

Тоді

$$N_i = 28914 \text{ кВт.}$$

$$N_e = N_i \cdot \eta_M = 28914 \cdot 0,95 = 27468 \text{ кВт.}$$

$$\Delta N = 1,0 \text{ \%}.$$

Оскільки розбіжність при розрахунках не перевищує 3% можна зробити висновок про правильність виконання динамічного розрахунку.

3.4.10 Розрахунок маховика

Визначаємо величину надлишкової роботи в період розгону (чи уповільнення) маховика за формулою

$$L_{\text{надл}} = L'_{\text{надл}} \cdot \mu_T \cdot \mu_{\alpha} \cdot \frac{\pi}{180} \cdot F_{\alpha} \cdot R \cdot 10^6 \text{ Дж,}$$

де $L'_{\text{надл}} = 1886$ – площа, що відповідає надлишковій роботі (див. діаграму сумарних дотичних), мм²;

$\mu_T = 0,01$ – масштаб діаграми сумарної дотичної сили, МПа/мм;

$\mu_{\alpha} = 0,4$ – масштаб кута α , град/мм;

$F_{\alpha} = 0,636$ – площа поперечного перерізу циліндра, м²;

$R = 1,63$ – радіус кривошипа, м.

$$L_{\text{надл}} = 1886 \cdot 0,01 \cdot 0,4 \cdot 0,0174 \cdot 0,636 \cdot 10^6 \cdot 1,63 = 136 \text{ 080 Дж}$$

Визначення необхідної величини моменту інерції рухомих частин двигуна та моменту інерції маховика

Необхідна величина моменту інерції частин двигуна, що рухаються

$$I_d = 91,2 \frac{L_{\text{надл}}}{\delta \cdot n^2} \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

де $\delta = 0,03$ – ступінь нерівномірності обертання колінчастого вала. Тоді

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 03	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$I_d = 91,2 \frac{136080}{0,03 \cdot 83^2} = 60010 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Необхідна величина моменту інерції маховика

$$I_M = 0,5 \cdot I_d.$$

$$I_M = 30005 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Граничний діаметр обода маховика

$$D_M = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot n},$$

де $v = 30$ м/с лінійна швидкість, що допускається, на ободу сталевго маховика.

$$D_M = \frac{60 \cdot 30}{3,14 \cdot 83} = 6,9 \text{ м}.$$

Визначаємо масу маховика, вважаючи, що вона вся зосереджена на його ободу

$$M_M = \frac{4I_M}{D_M^2} \text{ кг.} \quad M_M = 2521 \text{ кг}.$$

З достатнім ступенем точності можна визначити масу ободу

$$M_M = \pi D_M B H \rho,$$

або, якщо ввести коефіцієнт $K_M = 1,0 \dots 2,0$, знайдемо висоту ободу

$$H = \sqrt{\frac{M_M}{\pi \cdot K_M \cdot D_M \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{2521}{3,14 \cdot 2 \cdot 6,9 \cdot 7800}} = 0,08 \text{ м}$$

де M_M , K_M , D_M — див. вище; $\rho = 7800$ кг/м³ — щільність матеріалу маховика.

Ширина ободу $B = K \cdot H = 2 \cdot 0,08 = 0,16 \text{ м}.$

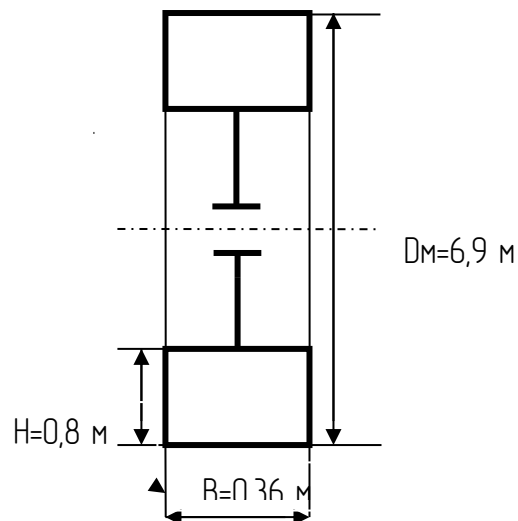


Рисунок 3.5 Схема маховика

Висновок: В розділі проведено тепловий та динамічний розрахунок головного двигуна 8K80ME-C9.2.

4. Турбіна агрегату наддуву двигуна

Розділ включає вибір марки турбокомпресора (ТК) для точки L_1 поля робочих параметрів двигуна, яка визначає максимальну тривалу потужність N_e^H (номінальну МТП).

Оскільки газодинамічні процеси, які відбуваються у циліндрах дизеля, у турбіні і компресорі, взаємозалежні, МОД розглядається як єдина система, як комбінований двигун.

Основні данні необхідні для розрахунків наводяться у попередніх розділах.

На підставі розрахунків сумісної роботи власне дизеля і прийнятого ТК визначаються геометричні та енергетичні характеристики компресора, турбіни, уточнюються показники двигуна.

4.1. Визначення основних параметрів компресора. Вибір турбонагнітача.

Для розрахунків системи повітропостачання та її агрегатів необхідно визначити витрати повітря на двигун. Цей параметр разом зі ступенем підвищення тиску повітря у компресорі є основними розрахунковими параметрами необхідними для вибору турбокомпресора.

Витрати повітря через компресор G_K , кг/с, які необхідні для наповнення і продувки двигуна, знаходяться згідно відомих умов визначення витрат повітря для згоряння заданої кількості палива і обчислюються за формулою:

$$G_K = g_e N_e^H L_0 \alpha \varphi_a / 3600,$$

$$G_K = 0,169 \cdot 27180 \cdot 14,3 \cdot 2,5 \cdot 1,15 / 3600 = 52,45 \text{ кг/с}$$

де L_0 – теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива (для палива середнього складу $L_0 = 14,3$ кг/кг);

α – коефіцієнт надлишку повітря при згорянні палива φ_a – коефіцієнт продувки ($\varphi_a = 1,1 \dots 1,15$, для двотактних – $\varphi_a = 1,2 \dots 1,4$)

$\alpha \varphi_a = \alpha_\Sigma$ – сумарний коефіцієнт надлишку повітря вихлопних газів.

Об'ємні витрати повітря через компресор, м³/с, обчислюються за формулою

$$Q_K = G_K / \rho_n,$$

$$\Sigma Q_K = 52,45 / 1,17 = 44,8 \text{ м}^3/\text{с}$$

де $\rho_n = 1,17$ кг/м³ – питома маса повітря при нормальних умовах.

Іншою важливою характеристикою компресора є ступінь підвищення тиску

$$P_K = P_K / P_0,$$

де P_K' – тиск повітря після компресора, МПа,

$P_0 (P_H) = 0,102$ МПа – тиск навколишнього середовища (повітря).

Для визначення тиску повітря після компресора, використовується два рівняння витрат повітря через двигун. Перше рівняння базується на залежності зміни об'єму проточної частини двигуна в часі [20]. Об'єднання цих рівнянь дає можливість обчислювати тиск в повітряному ресивері, МПа, за формулою,

$$P_K = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{g_e \cdot N_{e,e} \cdot \alpha \cdot T_K}{D_{ц}^2 \cdot S \cdot i \cdot n \cdot z \cdot \eta_H}$$

де: g_e – питома витрата палива, кг/(кВт·год);

$N_{e,e}$ – ефективна потужність двигуна, кВт;

$T_K = 320$ К– температура повітря в наддувному колекторі;

$D_{ц}$ – діаметр циліндра, м;

S – хід поршня, м;

i – кількість циліндрів;

n – частота обертів, хв⁻¹;

z – коефіцієнт тактності двигуна, який дорівнює 2 для чотиритактного та 1 для двотактного;

η_H – коефіцієнт наповнення циліндра $\eta_H = 0,95$,

$$P_K = 0,872 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,169 \cdot 27180 \cdot 2,5 \cdot 320}{0,8^2 \cdot 2,76 \cdot 8 \cdot 104 \cdot 1 \cdot 0,95} = 0,336$$

Тиск повітря після компресора, МПа, обчислюється за формулою

$$P_S = P_K / (P_K / P_K'),$$

$$P_S = 0,336 / 0,98 = 0,34 \text{ МПа}$$

$$P_K = 0,34 / 0,1 = 3,4$$

де $P_S / P_K' = 0,98 \dots 0,99$ – відносна втрата тиску на шляху від компресора до ресивера.

Враховуючи об'ємну витрату повітря через компресор, що дорівнює $\sum Q_K = 117,8$ м³/с, вирішено використовувати чотири ТК, при цьому витрата через один компресор складатиме $Q_K = 44,8 / 2 = 22,4$ м³/с

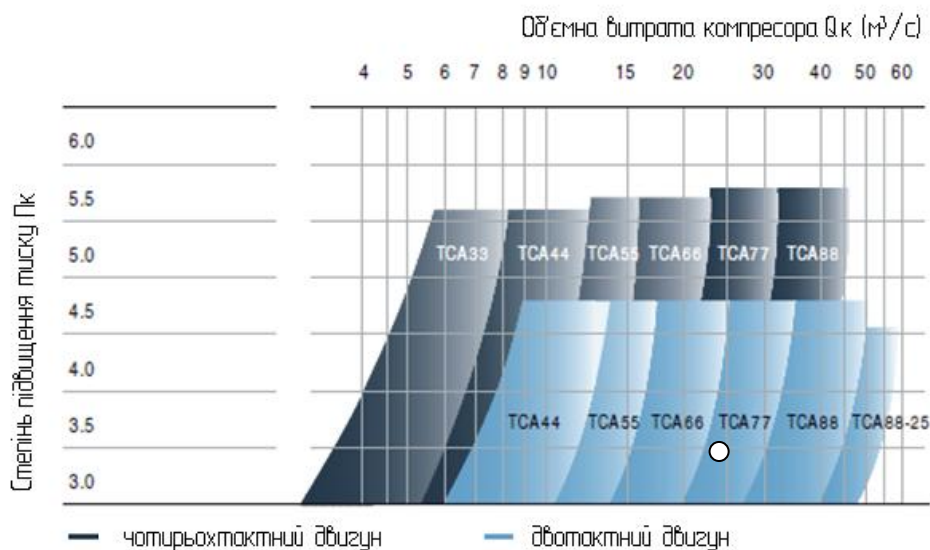


Рисунок. 4.1. Діаграма для вибору турбонагнітача

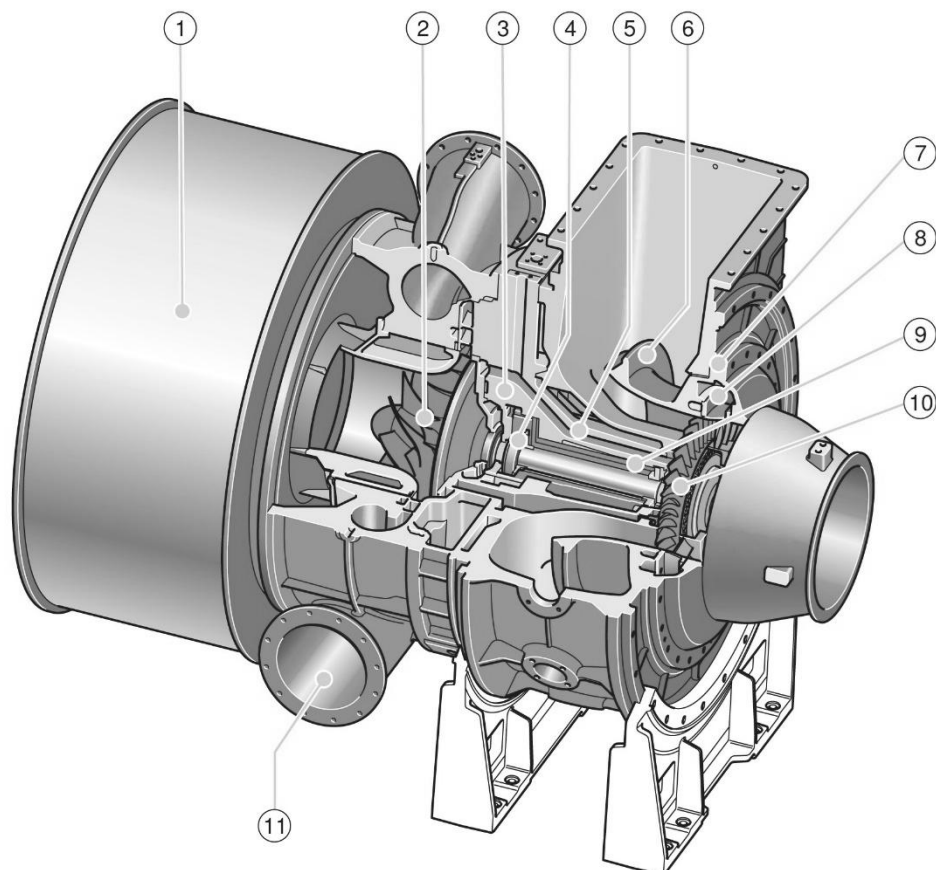


Рисунок 4.2. Загальний вигляд турбонагнітача ТСА – 77

1 – повітряний фільтр (шумоглушник); 2 – колесо компресора; 3 – корпус підшипника; 4 – упорний підшипник; 5 – система ущільнення; 6 – дифузор відпрацьованих газів; 7 – вибух – кожух; 8 – направляюче кільце; 9 – підшипник ковзання; 10 – лопатки турбіни; 11 – корпус компресора.

По визначеним значенням $P_k = 3,4$ та $Q_k = 22,8 \text{ м}^3/\text{с}$ вибираємо у полі робочих параметрів марок ТК потрібний турбокомпресор. У даному випадку нам підходить по значенням компресор ТСА-77, який має такі показники: $L_e = 19400 \text{ кВт}$; $n = 21000 \text{ хв}^{-1}$; $m = 8330 \text{ кг}$ та такі габаритні розміри: $L = 2985 \text{ мм}$, $H = 2669 \text{ мм}$, $W = 1694 \text{ мм}$.

Вибраний турбокомпресор забезпечує витрату та тиск повітря, які необхідні для забезпечення режиму максимальної тривалої потужності двигуна.

4.2. Розрахунок елементів проточної частини компресора

Таблиця 4.1 Розрахунок компресорної частини турбокомпресора

Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
Адiabатна робота стиску в компресорі	$L_{ад}, \text{Дж/кг}$	$1004,5 T_0 (P_k^{0,286} - 1)$	$L_{ад} = 1004,5 \cdot 300 (3,12^{0,286} - 1)$	$130197,9$

Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
Колова швидкість на діаметрі D_2	U_2 , м/с	$\sqrt{\frac{2L_{ad}}{H_{\kappa}}}$	$U_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 130197,9}{1,3}}$	447,5
Швидкість перед колесом	c_1 , м/с	$\bar{c}_m U_2$	$c_1 = 0,34 \cdot 447,5$	152,2
Температура повітря перед колесом	T_1 , K	$T_a - \frac{c_1^2 - c_a^2}{2C_p}$	$T_1 = 300 - \frac{152,2^2 - 30^2}{2010}$	282
Тиск перед колесом	P_1 , Па	$P_a \left(\frac{T_1}{T_a} \right)^{\frac{n}{n-1}}$	$P_1 = 97 \cdot 10^3 \left(\frac{282}{300} \right)^{3,56}$	84194
Густина повітря перед колесом	ρ_1 , кг/м ³	$\frac{P_1}{RT_1}$	$\rho_1 = \frac{84194}{287,2 \cdot 282}$	1,036
Площа на вході у колесо	f_1 , м ²	$\frac{G}{\rho_1 c_1}$	$f_1 = \frac{16,5}{152,2 \cdot 1,036}$	0,0226
Зовнішній діаметр колеса на вході	D_H , м	$\sqrt{\frac{4f_1}{\pi} + D_0^2}$	$D_H = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0226 + 0,264^2}{3,14}}$	0,597
Середній квадратичний діаметр на вході в колесо	D_1 , м	$\sqrt{\frac{D_H^2 + D_0^2}{2}}$	$D_1 = \sqrt{\frac{0,264^2 + 0,597^2}{2}}$	0,46
Коефіцієнт циркуляції	μ	$\frac{1}{1 + \frac{2}{3} \frac{\pi}{Z_{\kappa} \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}}$	$\mu = \frac{1}{1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{3,14}{20 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,46}{0,77} \right)^2 \right]}}$	0,874
Кут входу потоку в колесо на діаметрі D_1	β_1 , град	$\arctg \left(\frac{c_1 D_2}{u_2 D_1} \right)$	$\beta_1 = \arctg \left(\frac{152,2 \cdot 0,77}{447,5 \cdot 0,46} \right)$	32,9
Кут установки лопатки на діаметрі D_1	β_{1n} , град	$\beta_1 + i_1$	32,9+0	32,9
Коефіцієнт захаращення на вході у робоче колесо	τ_1 , град	$1 - \frac{\delta_1 Z_{\kappa}}{\pi D_1 \sin \beta_{1n}}$	$\tau_1 = 1 - \frac{0,002 \cdot 20}{3,14 \cdot 0,46}$	0,949
Швидкість повітря на вході	c'_1 , м/с	$\frac{c_1}{\tau_1}$	$c'_1 = \frac{152,2}{0,949}$	160,4

Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
з урахуванням захащення лопатками ОСА				
Кут входу потоку у колесо з урахуванням захащення на діаметрі D_1	β'_{11} , град	$\arctg\left(\frac{c'_1}{U_2} \frac{D_2}{D_1}\right)$	$\beta'_{11} = \arctg\left(\frac{160,4}{447,5} \cdot \frac{0,77}{0,46}\right)$	34,4
Кут входу потоку на діаметрі D_H	β_{1H} , град	$\arctg\left(\frac{c'_1}{U_2} \frac{D_2}{D_H}\right)$	$\beta_{1H} = \arctg\left(\frac{160,4}{447,5} \cdot \frac{0,77}{0,22}\right)$	27,85
Відносна швидкість потоку на діаметрі D_H	w'_H , м/с	$\frac{c'_1}{\sin \beta_{1H}}$	$w'_H = \frac{160,4}{\sin 34,4}$	286,4
Число λ_w на діаметрі D_H	λ_{Hw}	$\frac{w'_H}{18,3\sqrt{T_a}}$	$\lambda_{Hw} = \frac{286,4}{18,3\sqrt{293}}$	0,915
Температура повітря за колесом	T_2 , К	$T_1 + \frac{U_2^2}{2C_p} \left[2(\mu + \alpha_{ms}) - \mu^2 - \varphi_{2r}^2 + \bar{C}_m^2 \right]$	$T_2 = 282 + \frac{447,5^2}{2010} \cdot \left[2(0,874 + 0,05) - 0,874^2 - 0,20^2 + 0,30^2 \right]$	395,6
Визначення комплексу	$\frac{n_2}{n_2 - 1}$	$\frac{k}{k - 1} \eta_2$	$\frac{n_2}{n_2 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,92$	3,08
Тиск за колесом	P_2 , Па	$P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_2}{n_2 - 1}}$	$P_2 = 84194 \cdot \left(\frac{395}{282} \right)^{3,08}$	237702
Густина повітря	ρ_2 , кг/м³	$\frac{P_2}{287 T_2}$	$\rho_2 = \frac{237702}{287 \cdot 395,6}$	2,09
Проекція абсолютної швидкості c_2 на колову	c_{2u} , м/с	μU_2	$c_{2u} = 0,874 \cdot 447,5$	391,1
Меридіональна складова	c_{2r} , м/с	$\varphi_{2r} U_2$	$c_{2r} = 0,2 \cdot 447,5$	89,5

Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
абсолютної швидкості				
Абсолютна швидкість повітря на виході з колеса	c_2 , м/с	$\sqrt{c_{2r}^2 + c_{2u}^2}$	$c_2 = \sqrt{89,5^2 + 391,1^2}$	401
Число Маха для швидкості c_2	M_{c_2}	$c_2 / \sqrt{kRT_2}$	$M_{c_2} = 401 / \sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 395,6}$	1,005
Кут потоку на виході з колеса	α_2 , град	$\arctg\left(\frac{c_{2r}}{c_{2u}}\right)$	$\alpha_2 = \arctg\left(\frac{89,5}{391,1}\right)$	12,9
Ширина колеса на виході	b_2 , м	$\frac{G}{\pi \rho_2 c_{2r} D_2}$	$b_2 = \frac{29,2}{3,14 \cdot 2,09 \cdot 89,5 \cdot 0,77}$	0,069
Швидкість на виході з БЛД у першому наближенні	$c_3^{(1)}$, м/с	$c_2 \frac{D_2}{D_3}$	$c_3^{(1)} = 401 \cdot \frac{0,77}{0,92}$	349,4
Температура повітря за БЛД	$T_3^{(1)}$, К	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$T_3^{(1)} = 395,6 + \frac{401^2 - 349,4^2}{2010}$	414,8
Комплекс показника політропи у БЛД	k_{n3}	$\frac{n_3}{n_3 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_3$	$k_{n3} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,8$	2,8
Показник політропи у БЛД	n_3	$\frac{k_{n3}}{k_{n3} - 1}$	$n_3 = \frac{2,8}{2,8 - 1}$	1,5
Тиск за БЛД	P_3 , Па	$P_2 \left(\frac{T_3}{T_2}\right)^{\frac{n_3}{n_3 - 1}}$	$P_3 = 237702 \cdot \left(\frac{414,8}{395,6}\right)^{2,8}$	273929
Густина повітря за БЛД	ρ_3 , кг/м³	$\frac{P_3}{287 T_3}$	$\rho_3 = \frac{273929}{287 \cdot 414,8}$	2,29
Ширина БЛД на виході	b_3 , м	$b_2 \cdot 0,77$	$b_3 = 0,8 \cdot 0,069$	0,055

Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
Кут виходу потоку з БЛД	α_3 , град	$\arctg \left[\frac{b_2}{b_3} \frac{\rho_2}{\rho_3} \{ \operatorname{tg} \alpha_2 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_2} \cdot \frac{\lambda_{\text{БЛД}}}{b_3} (R_3 - R_2) \times \left[1 + \frac{k-1}{n_3-1} \frac{M_{c_2}^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{R_2}{R_3} \right) \right] \right]$	$\alpha_3 = \arctg \left[\frac{0,069}{0,055} \cdot \frac{2,09}{2,29} \cdot \operatorname{tg} 12,906 + \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 12,906} \cdot \frac{0,01}{0,055} (0,528 - 0,44) \times \left[1 + \frac{1,4-1}{0,5} \cdot 0,001 \cdot 0,166 \right] \right]$	15,4
Швидкість потоку на виході з БЛД	$c_3^{(2)}$, м/с	$\frac{G}{\pi D_3 b_3 \sin \alpha_3 \rho_3}$	$c_3^{(2)} = \frac{36,2}{3,14 \cdot 1,01 \cdot 0,055 \cdot \sin 15,4 \cdot 2,29}$	336,8
Температура повітря за дифузором	$T_3^{(2)}$, К	$T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2010}$	$T_3^{(2)} = 395,6 + \frac{401^2 - 336,8^2}{2010}$	419,16
Визначення числа Маха	M_{c_3}	$M_{c_3} = c_3 / \sqrt{kRT_3}$	$M_{c_3} = \frac{336,8}{\sqrt{1,4 \cdot 287 \cdot 419,2}}$	0,82
Кут установки лопатки ЛД на вході	$\alpha_{3,л}$, град	$\alpha_{3,л} = \alpha_3 + i_3$	$\alpha_{3,л} = 15,4 + 0$	15,4
Кут установки лопатки ЛД на виході	$\alpha_{4,л}$, град	$\alpha_{3,л} + \Delta \alpha$	$\alpha_{4,л} = 15,4 + 15$	30,4
Середній кут установки лопатки	α_{cp} , град	$(\alpha_{3,л} + \alpha_{4,л})/2$	$\alpha_{cp} = (15,4 + 30,4)/2$	22,9
Кут потоку на виході з ЛД	α_4 , град	$\arcsin \frac{\sin \alpha_{4,л}}{k_\alpha}$	$\alpha_4 = \arcsin \frac{\sin 30,4}{1,06}$	28,5
Коефіцієнт захаращення на вході з ЛД	τ_3	$1 - \frac{z_D \delta_3}{\pi D_3 \sin \alpha_{3,л}}$	$\tau_3 = 1 - \frac{23 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 1,01 \cdot \sin 15,4}$	0,94

Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
Коефіцієнт захаращення на виході з ЛД	τ_4	$1 - \frac{z_{Д}\delta_4}{\pi D_4 \sin \alpha_{4,л}}$	$\tau_4 = 1 - \frac{23 \cdot 0,002}{3,14 \cdot 1,5 \cdot 0,506}$	0,98
Ширина дифузора на виході	b_4 , м	$b_3 + \frac{D_4 - D_3}{2} \operatorname{tg} \delta_m$	$b_4 = 0,055 + \frac{1,5 - 0,92}{2} \operatorname{tg} 2$	0,063
Дифузорність Л	f	$\frac{D_4 b_4 \tau_4 k_\alpha \sin \alpha_4}{D_3 b_3 \sin \alpha_3}$	$f = \frac{1,5 \cdot 0,063 \cdot 0,98 \cdot 1,06 \sin 28}{1,01 \cdot 0,055 \cdot \sin 15,4}$	3,2
Кут розкриття еквівалентно-го дифузора	δ , град	$2 \arctg \left(\sqrt{\frac{b_3 \tau_3 \sin \alpha_{3,л}}{D_3 z_{Д}}} \times \frac{\sqrt{f-1}}{\frac{D_4}{D_3} - 1} \right)$	$\delta = 2 \arctg \left(\sqrt{\frac{0,055 \cdot 0,94 \cdot 0,265}{0,92 \cdot 23}} \times \frac{\sqrt{2,2}}{\frac{1,5}{1,01} - 1} \right)$	6,62
Комплекси показника політропи в ЛД	$k_{n_4}, k_{2_{n_4}}$	$k_{n_4} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{k}{k - 1} \eta_4$ $k_{2_{n_4}} = \frac{n_4}{n_4 - 1} = \frac{1}{n_4 - 1}$	$k_{n_4} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,85$ $k_{n_4} = \frac{1}{1,5 - 1}$	$k_{n_4} = 2,975$ $k_{2_{n_4}} = 2$
Температура повітря на виході з ЛД (перше наближення)	$T_4^{(1)}$, К	$T_4 = T_3$	$419,16 = 419,16$	419,16
Швидкість повітря на виході з ЛД	c_4 , м/с	$c_3 \frac{b_3 D_3 \sin \alpha_3}{b_4 D_4 \sin \alpha_4} \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{1}{n_4 - 1}}$	$c_4 =$	100,1

Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
			$\frac{336,810 \cdot 0,055 \cdot 0,92 \cdot 0,265}{0,063 \cdot 1,5 \cdot 0,44} \cdot \left(\frac{419,8}{439,2} \right)^2$	
Температура повітря на виході з ЛД	$T_4^{(2)}, \text{ К}$	$T_3 + \frac{c_3^2 - c_4^2}{2010}$	$T_4^{(2)} = 414,8 + \frac{336,8^2 - 100,1^2}{2010}$	439,6
Тиск повітря за ЛД	$P_4, \text{ Па}$	$P_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_4}{n_4 - 1}}$	$P_4 = 2,73 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{465,6}{414,8} \right)^3$	337506,152
Радіус дуги середньої лінії лопатки	$R_{\pi}, \text{ м}$	$\frac{D_4^2 - D_3^2}{4(D_4 \cos \alpha_{4,\pi} - D_3 \cos \alpha_{3,\pi})}$	$\frac{1,5^2 - 0,92^2}{4(1,5 \cdot 0,86 - 1,01 \cdot 0,96)}$	0,96
Радіус кола центрів дуг середньої лінії лопаток	$R_{\mu}, \text{ м}$	$\sqrt{R_{\pi}^2 + R_3^2 - D_3 R_{\pi} \cos \alpha_{3,\pi}}$	$\sqrt{0,96^2 + 0,505^2 - 0,92 \cdot 0,96}$	0,195
Швидкість повітря на виході з компресора	$c_5, \text{ м/с}$	$c_1 A$	$c_5 = 152,2 \cdot 0,5$	76,1
ККД завитки	η_5	$1 - \frac{\xi_5 c_4^2}{c_4^2 - c_5^2}$	$\eta = 1 - \frac{0,2 \cdot 100,1^2}{100,1^2 - 76,1^2}$	0,526
Комплекс показника політропи у завитці	$\frac{n_5}{n_5 - 1}$	$\frac{k}{k - 1} \eta_5$	$\frac{n_5}{n_5 - 1} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 0,526$	1,82
Зміна тиску повітря у завитці (при $\left \frac{c_5 - c_4}{c_4} \right \leq 0,03$)	$\Delta P_3, \text{ Па}$	$\xi_4 \frac{\rho_4 c_4^2}{2}$	$\Delta P_5 = 0,25 \cdot \frac{2,35 \cdot 100,1^2}{2}$	3532
Тиск повітря за завиткою	$P_5, \text{ Па}$	$P_4 - \Delta P_3$	$P_5 = 337506 - 3532$	333680

Параметр	Позначення та одиниці вимірювання	Джерела інформації, формули	Чисельні значення	Результат
Температура повітря за завиткою ($\left \frac{c_5 - c_4}{c_4} \right \leq 0,03$)	T_5, K	$T_5 = T_4$	$T_5 = 439,6$	439,6
Тиск повітря за завиткою	$\Delta P_5, Pa$	$P_4 \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_5}{n_5-1}}$	$\Delta P_5 = 337506 \cdot \left(\frac{449,6}{439,6} \right)^{1,82}$	344832
Адіабатний ККД компресора	$\eta_{ад}$	$\frac{T_0 \left[(P_5/P_0)^{0,286} - 1 \right]}{T_5 - T_0}$	$\eta_{ад} = \frac{300 \left[(344832/1 \cdot 10^5)^{0,286} - 1 \right]}{439,6 - 300}$	0,82
Адіабатна робота стискування повітря	$L_{кад}$	$L_{ад} = \frac{k}{k-1} RT_0 \left(\Pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right);$	$\frac{1,4}{1,4-1} 287 \cdot 300 (3,12^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1)$	128785,64
Потужність компресора	N_k	$\frac{G_{пов} \cdot L_{ад,к}}{\eta_{ад,к}}$	$\frac{29,12 \cdot 129,69}{0,82}$	4605
Повна температура газу за компресором	T_5^*	$T_5 + c_5^2 / 2c_{рп}$	$449,6 + 76,1^2 / 2050$	449,42

4.3. Розрахунок проточної частини турбіни

Таблиця 4.3 Визначення параметрів газу перед турбіною

Параметр	Джерела інформації, формули	Результати
Витрати газу через турбіну, G , кг/с	$G_k + \frac{g_e N_e}{3600} / 2$ $29,2 + 0,166 \cdot 36080 / 3600 / 2$	30,0
Тиск газу у колекторі, $P_r = P_T$, МПа	$(0,75 \dots 0,9) P_k$, $0,9 \cdot 0,312$	0,299
Температура залишкових газів, T_r	$T_z \approx T_b \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}}$ $1000 \cdot (0,299/1)^{(1,31-1)/1,31}$	751,4
Повна температура газу перед турбіною T_0^*	$T_0^* = T_r \approx \frac{(\phi_a - 1) T_k + \beta_0 \cdot T_r}{\phi_a - 1 + \beta_0}$ $((1,2-1) \cdot 320 + 1,026 \cdot 751,4) / (1,2-1+1,026)$	681,09

Параметр	Джерела інформації, формули	Результати
Підігрів повітря в компресорі , ΔT_k , К	$\Delta T_k = \frac{T_1(\pi_k^{\frac{k_n-1}{k_n}} - 1)}{\eta_k}$ (300*(3,44^(0,4/1,4)-1))/0,82	154,87
Температура робочого тіла за ступенем, T_{2f} , К	Береться з подальшим уточненням $T_0^* - \Delta T_e$, 681,09-154,87	526,21
Середня температура процесу в ступені, T_{cp} , К	$0,5 * (T_0^* + T_{2f})$ 0,5*(681,09 + 526,2)	603,6
Теплоємність робочого тіла, C_p , Дж/(кг·К)	прийнято	1102
Комплекс, $m = \frac{k-1}{k}$	прийнято	0,265
Показник ізоентропи, k	$\frac{1}{1-m} = 1/(1-0,265)$ Примітка: k = 1,33...1,34 — для чотиритактного ДВЗ; k = 1,35...1,36 — для двотактного ДВЗ	1,34
Газова стала R, Дж/(кг·К)	$C_p \cdot m = 1102 * 0,265$	292,03
Уточнення температури робочого тіла за ступенем, T_{2f} , К	$T_{2f} = T_0^* - \frac{h_a^*}{C_p}$ 681,09-176636,76/1102	502,8
Допустима величина опору за турбіною, ΔP , МПа	Визначається за результатами гідравлічного розрахунку системи газовідводу ДВЗ. Приймається 0,003...0,0060	0,005
Статичний тиск газу за турбіною, P_2 , МПа	$P_H + \Delta P$ 0,1012+0,0038 Примітка: при наявності дифузора за турбіною $P_2 = P_{2a} = P_H + \Delta P - \Delta P_a$ де ΔP_a — підвищення тиску у дифузорі	0,105
ККД турбокомпресора, η_{TK}	Приймається 0,68...0,72	0,70

Параметр	Джерела інформації, формули	Результати
Тиск газу перед турбіною, згідно енергетичного балансу P_0^* , МПа	$\frac{P_2}{\left(1 - \frac{\kappa-1}{\kappa} \frac{L_k \cdot G_k}{P \cdot T_0^* \cdot \eta_{\text{ок}} \cdot G}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}}$ $0,105 / (1 - 0,265 \cdot 127567,3 \cdot 29,12 / (0,286 \cdot 681,0 \cdot 0,70 \cdot 30))^{(1/0,265)}$	0,3044
Порівняння P_0^* з P_T	$(P_T - P_0^*) / P_0^* = (0,299 - 0,3044) / 0,3044$	0,0017 < 0,25 %
Наявна робота турбіни, L_T (наявний теплоперепад ступеня, h_a^*), Дж/кг	$C_p \cdot T_0^* \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_0^*}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]$ $1102 \cdot 681,09 \cdot (1 - (0,105 / 0,3044)^{0,265})$	184467,3
ККД турбокомпресора, η_{TK}	Для сучасних ТК ККД відцентрових компресорів досягає 85%, осьових турбін 86%. Загальний ККД ТК при цьому становить близько 72,5%. В інших випадках ТК приймається в межах 0,60...0,70.	
Наявний теплоперепад ступеня, h_a^* , Дж/кг	$h_a^* = G_k L_{\text{ад}} / G \cdot \eta_{\text{TK}}$ $29,12 \cdot 130197,9 / (30 \cdot 0,70)$	18192,708161

Таблиця 4.3. Термогазодинамічний розрахунок осьового ступеня турбіни з дифузorzом

Параметр	Джерела інформації, формули	Результати
Адiабатний перепад ентальпії у дифузorzі, $h_{\text{ад}}$, Дж/кг	$(0,05 \dots 0,1) h_a^*$ $184467 \cdot 0,08$	14757,36
Наявний теплоперепад ступеня з дифузorzом, h_a^* , Дж/кг	$h_a^* + h_{\text{ад}}$ $184467 + 14757,36$	199224,36
Теоретична швидкість за сопловими каналами, відповідна наявному теплоперепаду ступеня, $C_{\text{ад}}$, м/с	$\sqrt{2 \cdot h_a^*}$ $(2 \cdot 199224,36)^{0,5}$	631,228
Віяловість ступеня, $\lambda = \frac{D_{\text{ср}}}{l_{\text{ср}}}$	Приймається 4...6, або згідно прототипу та уточнюється після обчислення довжини робочої лопатки	5

Параметр	Джерела інформації, формули	Результати
Міра реактивності ступеня в кореневому перерізі, ρ_k	Приймається 0,03...0,05	0,05
Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі, ρ	$\rho_k + \frac{2 \cdot \lambda - 1}{\lambda^2}$ 0,05+(2*5-1)/5^2	0,41
Кут виходу потоку із соплової решітки, α_1 , град.	Приймається 14...18	17
Швидкісний коефіцієнт соплової решітки, φ	Приймається 0,95...0,98	0,98
Наявний тепло перепад в соплових каналах, h_{ac}^* , Дж/кг	$h_a^* \cdot (1 - \rho)$ 199224,6*(1-0,41)	117542,5
Швидкість виходу потоку із соплової решітки, C_1 , м/с	$\varphi \cdot \sqrt{2 \cdot h_{ac}^*}$ 0,98*(2*117542,5)^0,5	475,15
Характеристика ступеня, $\nu = \left(\frac{U_{cp}}{C_{ad}} \right)_{opt}$	$\frac{\varphi \cdot \cos \alpha_1}{2 \cdot \sqrt{1 - \rho}}$ 0,98*0,956/(2*(1-0,41)^0,5)	0,6097
Колова швидкість на середньому діаметрі, U_{cp} , м/с	$C_{ad} \cdot \nu$ 631,2*0,609	384,4
Середній діаметр ступеня, D_{cp} , м	$\frac{U_{cp}}{\pi n_{\dot{\sigma}k}}$ 384,4/(3,14*160) Примітка: $D_{cp} = (0,85...0,95) \cdot D_{2k}$	0,765 $D_{cp} = 0,93 \cdot D_{2k}$
Уточнення температури робочого тіла за ступенем, T_{2t} , К	$T_{2t} = T_0^* - \frac{h_a^*}{C_p}$ 681-184467,3/1102	513,61
Статичний тиск за ступенем турбіни з дифузorzом, $P_{2\partial}$, МПа	$P_0^* \left[1 - \frac{h_{a\partial}^*}{C_p \cdot T_0^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}$ 0,3044*(1-199224,3/(1102*681))^(1/0,265)	0,09537
Густина потоку за ступенем турбіни з дифузorzом, $\rho_{2\partial}$, кг/м³	$\rho_{2\partial} = \frac{P_{2\partial} \cdot 10^6}{R \cdot T_{2\partial}}$ 0,0953*10^6/(292,03*513,6)	0,63539

Параметр	Джерела інформації, формули	Результати
Втрати енергії в соплових каналах, q_c , Дж/кг Продовження табл. 4.8	$(1 - \varphi^2) \cdot h_{ac}^*$ $(1 - 0,98^2) \cdot 117542,4$	4654,68
Статичні параметри робочого тіла за сопловою решіткою: тиск, P_1 , МПа	$P_0^* \cdot \left[1 - \frac{h_{ac}^*}{c_p \cdot T_0^*} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$ $0,3044 \cdot (1 - 117542,4 / (1102 \cdot 681))^{\frac{1,359}{1,359 - 1}}$	0,1597
температура, T_1 , К	$T_0^* - \frac{c_1^2}{2 \cdot c_p}$ $681,6 - 475,15^2 / (2 \cdot 1102)$	579,16
густина, ρ_1 , кг/м ³	$\frac{P_1 \cdot 10^6}{R \cdot T_1}$ $0,1597 \cdot 10^6 / (292,03 \cdot 579,16)$	0,9442
Швидкість звуку на виході з соплової решітки, a_1 , м/с	$\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_1}$ $(1,359 \cdot 292,03 \cdot 579,16)^{0,5}$	479,3
Число Маха на виході з соплових каналів, M_1	$\frac{c_1}{a_1}$ $475,15 / 479,3$	0,991
Довжина вихідної кромки соплових лопаток, l_c , м	$\frac{G}{\pi \cdot D_{cp} \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \rho_1}$ $30 / (3,14 \cdot 0,765 \cdot 475,15 \cdot 0,292 \cdot 0,944)$	0,1135
Кут розкриття проточної частини, $\gamma = \gamma_n + \gamma_k$, град	Приймається 4...18 $\gamma_n = \gamma_k = 2...9$	13
Осьовий зазор у ступені, S , м	Приймається 0,003...0,010	0,008
Ширина соплових лопаток, B_c , м	$B_c = l_c / (l_c / B_c) = 0,1135 / 3,0$ Рис. 1Д	0,03783

Параметр	Джерела інформації, формули	Результати
Відношення довжини до ширини робочих лопаток, $\frac{l_p}{B_p}$	Рис. 1Д або береться 2,5...4,0	3,5
Ширина робочих лопаток, B_p , м	$B_p = l_p / (\frac{l_p}{B_p})$ 0,09/3,5	0,026
Радіальний зазор, δ_p , м	Приймається (0,005...0,010) · l_p	$0,2 \cdot 10^{-3}$
Продовження табл. 4.8 Довжина вихідної кромки робочих лопаток, l_p , м	З ескізу проточної частини (див. рис. 4Д) $l_p = l_c + 2 (B_p + S) \operatorname{tg} \gamma_n$ 0,091 + 2 * (0,026 + 0,008) * 0,14	0,142
Віяловість ступеня, λ	$\frac{D_{cp}}{l_p}$ 0,765/0,101	7,5
Кут установки соплових лопаток, α_y , град	$\alpha_y = f \cdot (\alpha_0 - \alpha_1)$ (рис. 2Д)	35
Хорда профілю соплової лопатки, B_c , м	$\frac{B_c}{\sin \alpha_y}$ 0,0378/0,574	0,0658
Відносний крок соплової решітки, $\overline{t_c} = \frac{t_c}{B_c}$	Приймається 0,75...0,90	0,85
Відносна швидкість входу потоку на робочі лопатки, W_1 , м/с	$\sqrt{C_1^2 + U_{cp}^2 - 2U_{cp} \cdot C_1 \cdot \cos \alpha_1}$ (475,15 ² + 384,4 ² - 2 * 384,4 * 475,15 * 0,956) ^{0,5}	155,912
Кут входу потоку на робочі лопатки у відносному русі, β_1 , град	$\arcsin \frac{C_1 \cdot \sin \alpha_1}{W_1}$ $\arcsin(475,15 * 0,29261 / 155,9752) =$ $\arcsin(0,889)$	62,8
Швидкісний коефіцієнт робочої решітки, ψ	Приймається 0,94...0,96	0,96

Параметр	Джерела інформації, формули	Результати
Ізоентропійний теплоперепад у робочій решітці, h_{ap} , Дж/кг	ρh_a^* 199224.3*0,4	81681.96
Наявний теплоперепад у робочій решітці, h_{ap}^* , Дж/кг	$h_{ap} + \frac{W_1^2}{2}$ 81681.96+155,9 ² /2	93834,37
Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів, W_2 , м/с	$\psi \cdot \sqrt{2 \cdot h_{ap}^*}$ 0,96*(2*93834,37) ^{0,5}	415,879
Втрати енергії у робочому каналі, q_p , Дж/кг	$(1 - \psi^2) \cdot h_{ap}^*$ (1-0,96 ²)* 93834,3	7356,61
Статичні параметри потоку на виході з робочих каналів: температура, T_2 , К	$T_1 - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2 \cdot c_p}$ 579,16-(415,87 ² -155,9 ²)/(2*1102)	511,72
густина, ρ_2 , кг/м ³	$\frac{P_2 \cdot 10^6}{R \cdot T_2}$ 0,105*10 ⁶ /(292,03*511,72)	0,7
Швидкість звуку на виході з робочих каналів, a_2 , м/с	$\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_2}$ (1,359*292,03*511,72) ^{0,5}	450,6
Число Маха на виході з робочої решітки, M_{w2}	W_2 / a_2 415,87/450,3	0,924
Кут виходу потоку з робочої решітки, β_2 , град	$\arcsin \cdot \frac{G}{\pi \cdot D_{cp} \cdot W_2 \cdot l_p \cdot \rho_2}$ Arcsin(30/(3,14*0,765*415,9*0,101*0,7))= arcsin(0,5056)	30
Кут установки профілів робочої решітки, β_y , град	$\beta_y = f(\beta_1 - \beta_2)$ f(68-30)= f(38) (рис. 2Д)	48
Хорда профілю робочих лопаток, B_p , м	$\frac{B_p}{\sin \beta_y}$ 0,026/0,743	0,034993

Параметр	Джерела інформації, формули	Результати
Відносний крок робочої решітки, $\overline{t_p} = \frac{t_p}{\vartheta_p}$	$0,4 \cdot p + 0,6$ $0,4 \cdot 0,41 + 0,6$	0,76
Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки, C_2 , м/с	$\sqrt{W_2^2 + U_{cp}^2 - 2 \cdot U_{cp} \cdot W_2 \cdot \cos \beta_2}$ $(415,87^2 + 384,4^2 - 2 \cdot 384,4 \cdot 415,877 \cdot 0,866) \cdot 0,5$	209
Втрати енергії з вихідною швидкістю, q_a , Дж/кг	$C_2^2 / 2$ $209^2 / 2$	21840,5
Кут виходу потоку зі ступеня, α_2 , град Продовження табл. 4.8	$\arccos \frac{W_2 \cos \beta_2 - U_{cp}}{C_2}$ $\arccos(415,87 \cdot 0,866 - 384,4) / 209 =$ $\arccos(-0,0772)$ у випадку значного (більше $5 \dots 10^\circ$) відхилення від 90° змінити кут γ або α_1	94,8
Колові складові абсолютних швидкостей: за сопловою решіткою, C_{1u} , м/с за робочою решіткою, C_{2u} , м/с	$C_1 \cdot \cos \alpha_1$ $475,15 \cdot 0,956$ $C_2 \cdot \cos \alpha_2$ $209 \cdot (-0,0772)$	454,243 -16,134
Колова робота ступеня, l_u , Дж/кг	$U_{cp} \cdot (C_{1u} + C_{2u})$ $384,4 \cdot (454,243 - 16,13)$	168410,6
Коловий ККД ступеня за кінематичними параметрами, η_u	l_u / h_a^* $168410,6 / 199224,3$	0,85
Коловий ККД ступеня за коловими втратами, η_u'	$\eta_u' = \frac{h_a^* - q_c - q_p - q_a}{h_a^*}$ $(184467,8 - 4654,68 - 7356,61237 - 21840,5) / 184467$ Таким чином, забезпечується умова $\eta_u \geq \eta_u'$	0,82
Радіальний зазор, δ_p , мм	Приймається 0,5...1,0	0,8

Параметр	Джерела інформації, формули	Результати
Відносна величина радіального зазору, $\bar{\delta}_p = \delta_p / l_p$	0,0008/0,101	0,00792
Число виступів радіального лабіринтового ущільнення, Z	За відсутністю лабіринтів Z = 1	1
Міра реактивності у периферійному перерізі, $\rho_{\text{заз}}$	$1 - (1 - \rho) \cdot \left(\frac{\lambda}{\lambda + 1} \right)^2$ $1 - (1 - 0,41) \cdot (6,4 / (6,4 + 1))^2$	0,56
Витоки через периферійний радіальний зазор лопаток, $\xi_{\text{вт}}^{\delta}$	$\frac{0,15 \cdot \zeta_{\text{ад}} \cdot \text{ctg} \alpha_1}{W_2 \cdot \sin \beta_2} \cdot \frac{\delta_p}{l_p} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{\text{заз}}}{Z}} \cdot \eta_u$ $0,15 \cdot 631,22 \cdot 3,487 \cdot 0,0079 \cdot 0,85 \cdot 0,56 \cdot 0,5 / (415,87 \cdot 0,5)$	0,0079
Середня густина потоку в робочих каналах, $\rho_{\text{ср}}, \text{ кг/м}^3$	$0,5 \cdot (\rho_1 + \rho_2)$ $0,5 \cdot (0,944 + 0,7)$	0,822
Коефіцієнт конструктивного оформлення ступеня, K_{δ}	Приймається $(0,55 \dots 0,90) \cdot 10^{-3}$	$0,8 \cdot 10^{-3}$
Втрати від тертя диска од робоче тіло, $\xi_{\text{тр}}$	$K_T \cdot \frac{D_{\text{ср}}}{l_c \cdot \sin \alpha_1} \cdot \frac{\rho_{\text{ср}}}{\rho_1} \cdot \left(\frac{U_{\text{ср}}}{\zeta_{\text{ад}}} \right)^3$ $0,0008 \cdot 0,765 \cdot 0,822 \cdot 0,608^3 / (0,0909 \cdot 0,292 \cdot 0,944)$	0,0045
Продовження табл. 4.8 Внутрішній ККД ступеня, η_i	$\eta_u - \xi_{\text{вт}}^{\delta} - \xi_{\text{тр}}$ $0,8 - 0,0079 - 0,0045$	0,8376
Внутрішній теплоперепад ступеня, $h_i, \text{ Дж/кг}$	$h_a^* \cdot \eta_i$ $199224 \cdot 0,837$	166750
Внутрішня потужність ступеня, $N_i, \text{ Вт}$	$G \cdot h_i$ $30 \cdot 166750 / 1000$	5002500
Механічний ККД ступеня, η_m	Приймається 0,95...0,99	0,99
Потужність турбіни, $N_T, \text{ кВт}$	$N_i \cdot \eta_m \cdot 10^{-3}$ $5002500 \cdot 0,99 / 1000$	4952
Оцінка помилки у забезпеченні енергетичного балансу турбокомпресора	$\frac{ N_T - N_K }{N_T}$ $(4952 - 4605) / 4952$	0,031 тобто не перевищує 3,3 %

Параметр	Джерела інформації, формули	Результати
Ефективний ККД турбіни, η_{eT}	$\eta_i \cdot \eta_m$ $0,8376 \cdot 0,99$	0,8292
Відносна потужність турбіни, δ_T	N_T/N_e $4952/27180$	0,182

4.4. Розробка загальної компоновки турбокомпресора та його основних елементів

При компонуванні ТК обирається схема з консольним розташуванням коліс компресора та турбіни, яка характерна для фірми MAN. Опорно-упорний підшипник розташовується зі сторони колеса компресора, а опорний — зі сторони диска турбіни. Підшипниковий вузол захищається від високих температур тепловими екранами, які виконуються у вигляді порожнин зі сторони турбіни. Компоновання компресора та турбіни виконується за результатами розрахунків геометрії їх елементів та побудови ескізів проточних частин

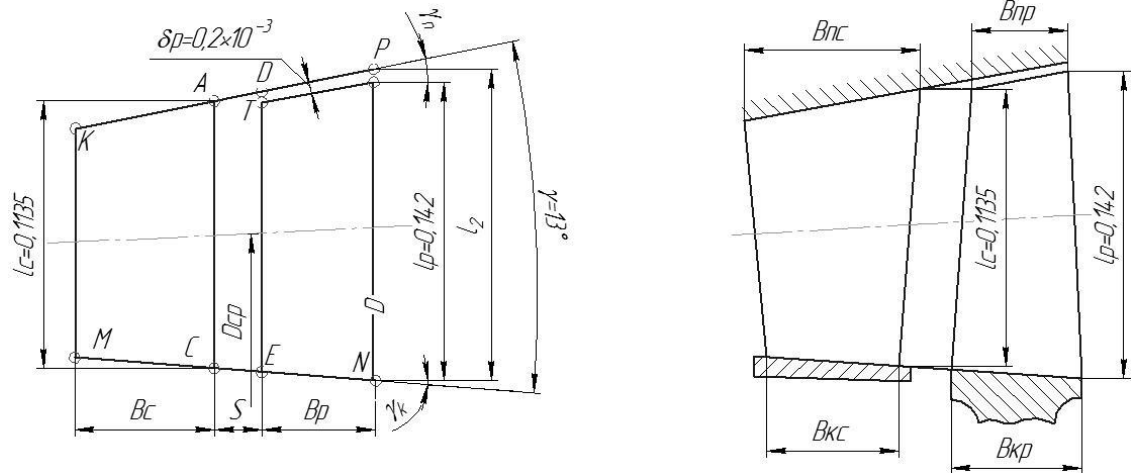


Рисунок 4.3. Ескіз проточної частини осьового турбінного ступеня

Висновок: В розділі розраховано турбокомпресор двигуна 8K80ME-C9.2, судна "HANJIN CALIFORNIA". Прораховано турбінну та компресорну ступінь для турбокомпресора серії TCA — 77, та визначено його основні розміри та характеристики.

5. Судновий паровий котел

5.1. Опис конструкції допоміжного суднового котла

Для забезпечення суднових споживачів паром на судні "HANJIN CALIFORNIA" встановлено два допоміжні котли марки Alfa Laval AQ12 фірми "Aalborg" [1] номінальною паропродуктивністю 5000 кг/год (рис. 5.1), яка прийнята за даними специфікації на судно.

Основні характеристики суднового допоміжного котла марки Alfa Laval Q12 фірми "Aalborg"

Паропродуктивність	5,0 т/год
КПД	91%
Витрата мазуту	430 кг/год
Температура вихідних газів	200 °C
Робочий тиск	0,7 МПа
Температура живильної води	60 °C
Коефіцієнт надлишку повітря	1,2

"Aalborg" — вертикальний циліндричний котел побудований із стандартних модулів, повністю автоматизований і розрахований на експлуатацію без постійної вахти. Парогенератор працює на різних видах палива, що збільшує його економічність. При навантаженнях до 20 % номінальної подача палива в топку регулюється позиційно (включено-виключено). При навантаженнях більше 20% здійснюється плавне, або, пропорційне, регулювання, тобто витрата палива і відповідна йому кількість повітря змінюється пропорційно паропродуктивності. При цьому тиск пара підтримується постійним.

"Aalborg" поставляється, як попередньо зібраний пристрій, що скорочує витрати на установку та транспортування.

До складу "Aalborg" входять наступні елементи: власне котел, паливна, повітряна та живильна системи; системи автоматичного управління, захисту та сигналізації; система пуску; контрольно-вимірвальні прилади.

Безпосередньо на зовнішній обшивці встановлені паливний блок, регулюючий блок, кнопковий пост "пуск-стоп" та інші пристрої системи автоматичного управління, а також прилади теплотехнічного контролю. Котел забезпечений топковим пристроєм з паромеханічною форсункою. Кришка закриває оглядовий отвір. На пароводяному колекторі розташовуються стопорний клапан, головний та імпульсний запобіжні клапани, живильний клапан, водопоказник, імпульсний генератор термозідрабличного регулятора живлення, клапан верхнього продування і інша арматура. На водяному колекторі знаходяться клапани нижнього продування.

Котел кріплять до суднового фундаменту за допомогою чотирьох опор і перехідних стільців. Дві опори приварені до водяного колектора, інші дві — до кожуха.

Живильний насос, вентилятор і блок автоматичного управління (БАУ) монтують поблизу ДК на окремих фундаментах.

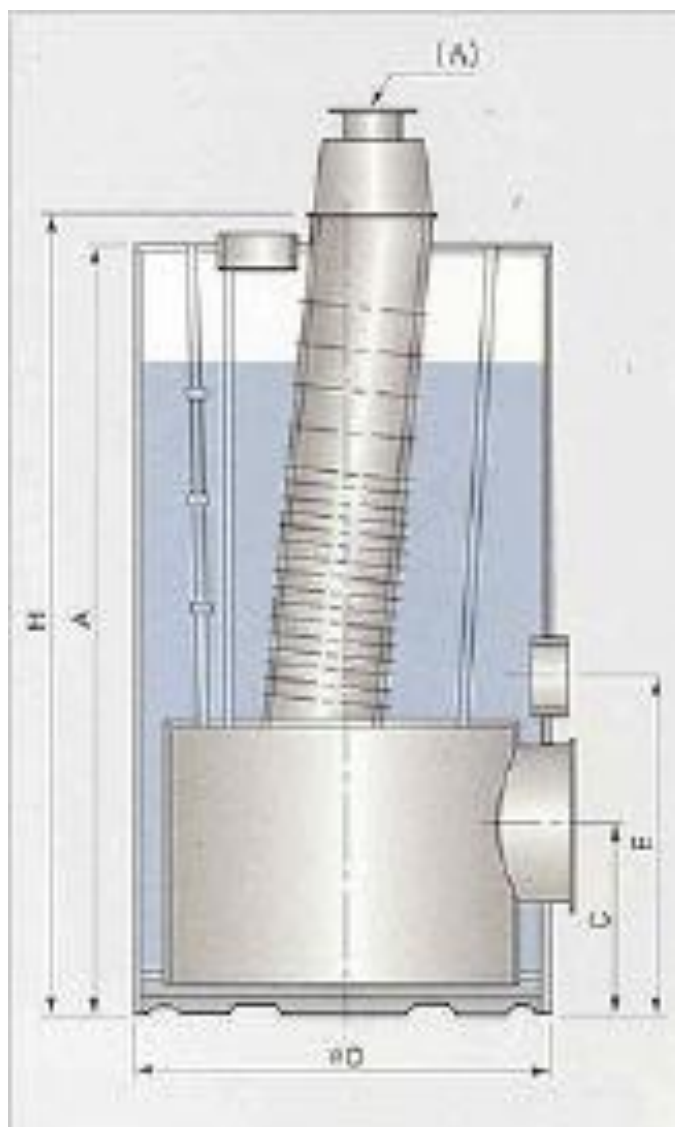


Рисунок 5.1 Схема котла марки Alfa Laval AQ12 фірми "Aalborg":

На рис. 5.2 зображена система автоматичного регулювання захисту і сигналізації котла.

Управління процесами горіння і живлення здійснюється позиційно за допомогою реле робочого тиску 1 і регулятора живлення 20 (відстанційного показчика рівня).

Останній сполучений з котлом конденсаційною судиною 21 і щитом автоматичного управління 22. Реле робочого тиску 1 шляхом відключення і включення електродвигуна вентилятора 6 і електромагнітного клапана 7, встановленого на паливній магістралі, підтримує тиск пари у діапазоні $(0,85 \dots 0,95) \pm 0,02$ МПа. Паливна магістраль включає паливний трубопровід, форсунку 5, насос 10, фільтри 8 і перепускний клапан 11. Паливо підводиться через трубу 9 з витратного бака.

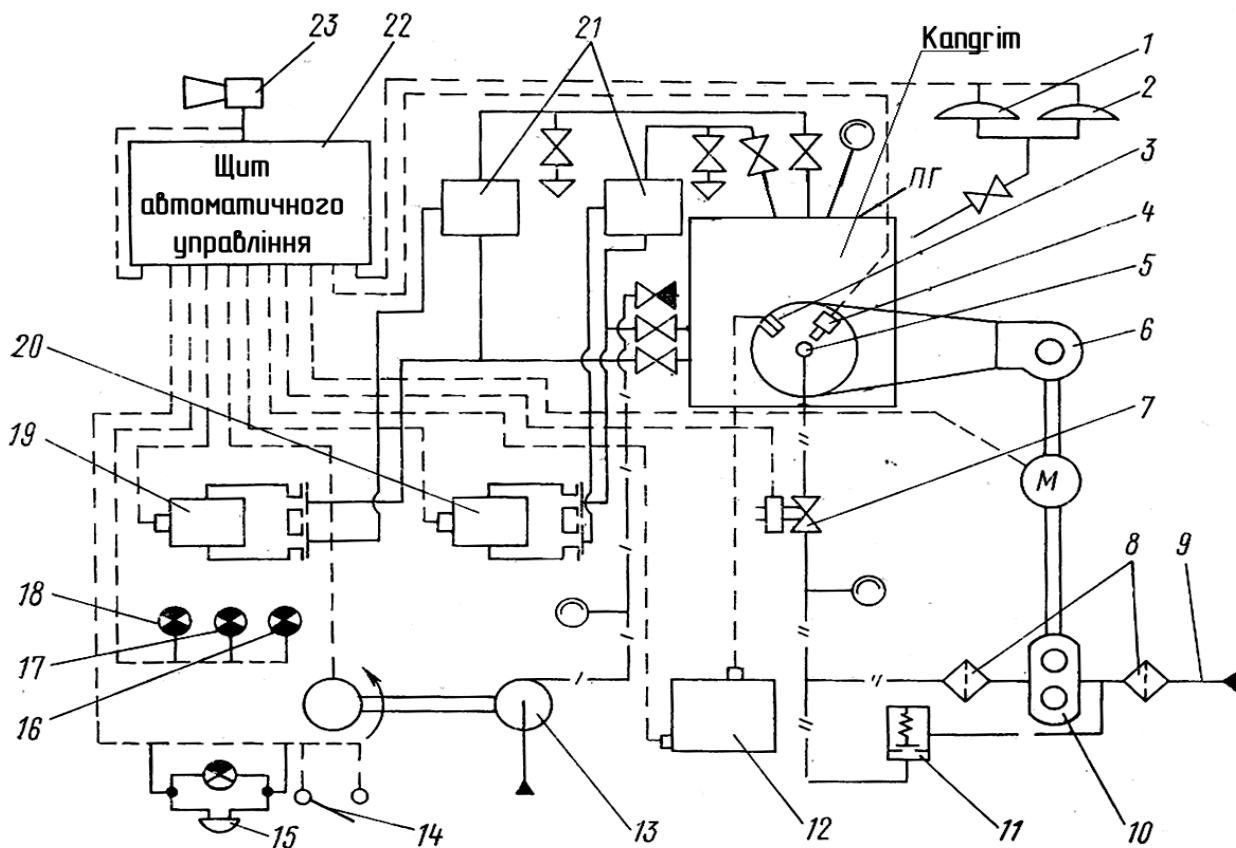


Рисунок 5.2. Принципова схема системи автоматичного управління, захисту і сигналізації котла

— імпульсні трубопроводи; — / — / — живильний трубопровід;
— // — // — паливний трубопровід; — — — електромережі

При цьому для електричного розпалювання передбачена кнопка на щиті автоматичного керування. Розтоплення може бути здійснено також вручну від факела, що вноситься в топку через патрубок фотореле.

Найдільш відомими і широко розповсюдженими в котлах малої продуктивності (до 6..8 т/год) агрегованими топковими пристроями з механічними форсунками з нерухомими розпилювачами є пристрої типу "Монарх" і "Ойлон" (рис. 5.3).

Топковий пристрій являє собою агрегат, який складається з двох розпилювачих сопел 1 (основного і чергового), скомпонованих в одній голівці.

Паливний насос 2 і вентилятор 3 вмонтовані на одному валу, що приводиться в обертання електродвигуном 4. Паливо насосом подається в електричний обігрівач і далі до електромагнітних клапанів 5 і 6, що подає паливо до сопел. Подачу палива регулюють або відключенням сопел, або зливом частини палива до приймальної частини насоса.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 05

Арк.

70

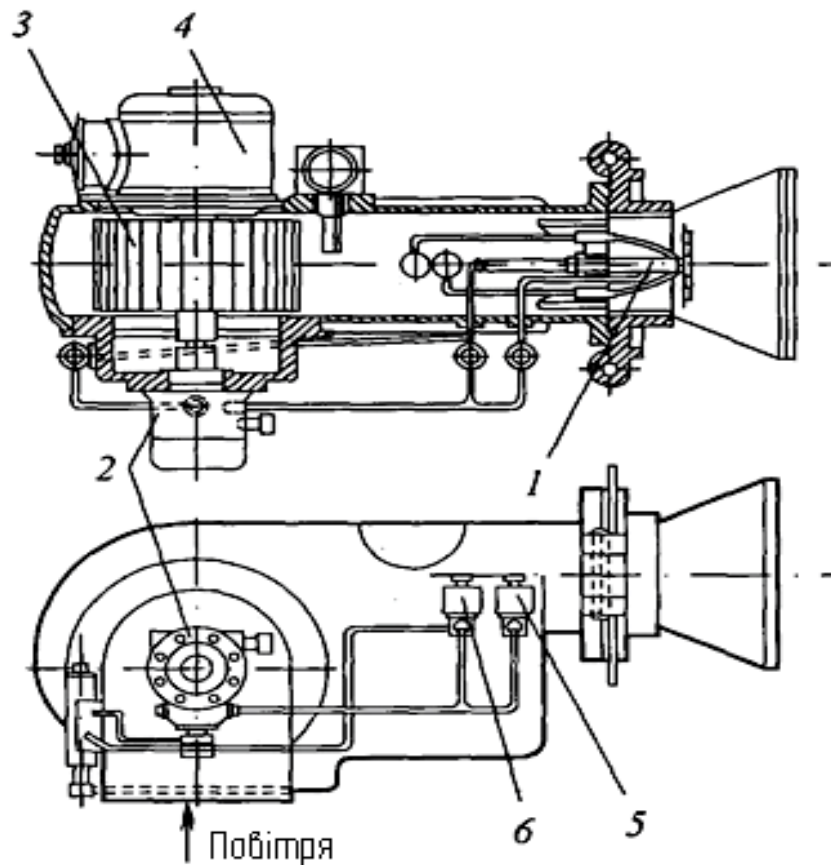


Рисунок 5.3. Схема топкового пристрою типу "Монарх"

Передбачена система захисту по факелу за допомогою фотоелемента.

Основними характеристиками технічної досконалості топкових пристроїв вважаються коефіцієнт надлишку повітря і аеродинамічного опору повітро-направляючого пристрою. Обидві характеристики залежать від теплової напруги топки і принципу розташування форсунок — фронтового, двухфронтового або стельового.

5.2. Характеристики палива

Мазути — найпоширеніший тип рідкого палива для теплоенергетичного устаткування. Вони застосовуються як паливо для ДВЗ, парових котлів різного призначення, водогрійних котлів, промислових печей.

Особливості властивостей мазутів визначаються тим, що до них переходять нафтові смоли та асфальтени, які містяться у сирій нафті. З технологічної точки зору мазути є найменш цінною нафтопродуктів, вони характеризуються підвищеною в'язкістю та густиною містять значну кількість високомолекулярних речовин, а також твердих продуктів смолисто-асфальтового типу (асфальтени, карбени, карбоїди). Як сторонні домішки у мазутах присутня волога з розчиненими в ній мінеральними солями. Висока густина і в'язкість призводять до необхідності його розігрівання.

Залежності кінематичної в'язкості палива від температури наведено на рис. 5.4. В якості палива обрано мазут марки М-40. Для забезпечення в'язкості М-40 перед форсунками головного двигуна і котла на рівні 12 Ст необхідно підігріти М-40 до 135 °С (рис. 2.1).

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 05

Арк.

71

Температуру зріючої пари знаходимо за формулою

$$t_s = t_m + \Delta t = 135 + 30 = 165 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

По температурі t_s знаходимо тиск пари $P = 700 \text{ кПа}$ [1].

В якості палива обрано важке паливо марки М-40. Характеристики палива наведені нижче в табл. 5.1.

Таблиця 5.1. Склад палива М-40

Марка палива	Елементарний склад, %						Q^p_H
	C^2	H^2	(N^2+O^2)	S^2_n	A^p	W^p	
М-40 (Високо-сірчастий)	85,1	10,7	0,7	3,5	0,15	2,0	39200

Мазут М-40 має умовну в'язкість не більше 100 °ВУ при температурі 60 °С, що відповідає умовній в'язкості 16 °ВУ при 165 °С. Може бути застосовано як для допоміжного котла так і для головних та допоміжних суднових двигунів.

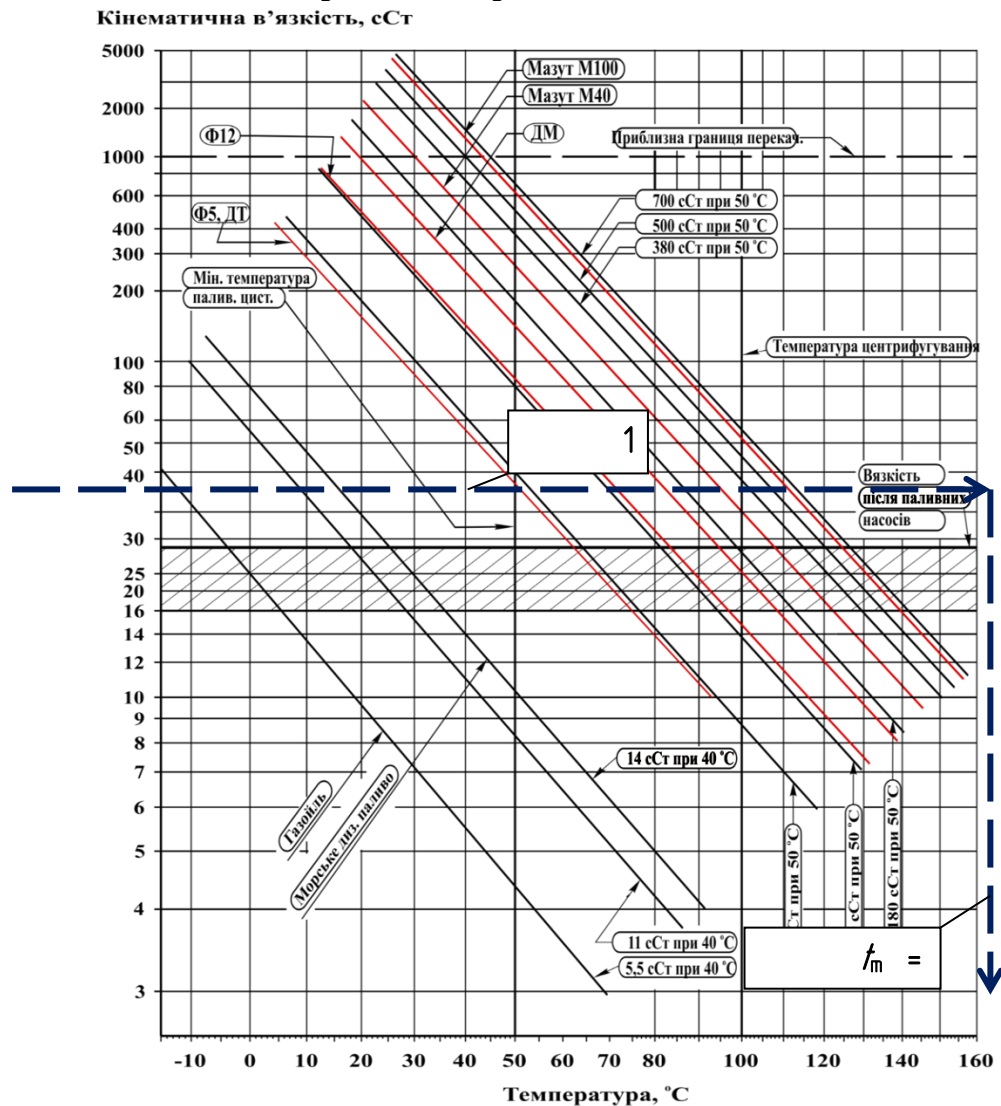


Рисунок 5.4 Визначення температури палива для забезпечення в'язкості перед ГД 12...14 сСт для палива М-40

5.3. Вихідні дані за пароводяним трактом

Повна паропроодуктивність допоміжного котла за насиченою парою:

$$D_{\text{нп}} = 5000 \text{ кг/ч} = 1,75 \text{ кг/с (задано)}.$$

У судновій енергетичній установці котлу належить роль виробника пари для головних і допоміжних механізмів, а також для цілого ряду побутових потреб. Процеси пароутворення та перегріву пара — це складні термодинамічні процеси, пов'язані з великими температурами та тисками. Ці процеси зображують у $T-s$ і $h-s$ теплових діаграмах (рис. 5.5, 5.6) відповідно до тиску і температури насичення пари на виході з котла.

Опис процесів:

1–2 — підігрів води в підігрівачі живильної води, вбудованій у ДК;

2' — після переміщення живильної води з кип'ячої;

2–3 — підігрів води в пароводяному просторі за рахунок змішування з водою, що кипить;

т. 3 — вхід води в пароводяний простір;

3' — вихід пари з дзеркала випарювання;

3'–4 — сепараційний процес відділення крапель води;

т.4 — вихід вологої пари до споживача.

За процесами, що побудовані на рис. 5.1 і рис. 5.2, визначено параметри в характерних точках.

Тиск:

— в пароводяному колекторі $P_{\text{нп}} = 0,7 \text{ МПа}$ (задано);

Температура:

— живильної води $t_{\text{пб}} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (задано);

— насичення $t_s = 165 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (визначаємо відповідно до тиску насичення з [1]).

Степінь сухості пари при виході з пароводяного колектора $x = 0,99$ (приймаємо).

Ентальпія:

— води, що кипить при $P_{\text{нп}}$ $i' = 697,5 \text{ кДж/кг}$ [1];

— сухої пари при $P_{\text{нп}}$ $i'' = 2763 \text{ кДж/кг}$ [1];

— насиченої пари при виході з пароводяного колектора

$$i_{\text{нп}} = i'(1 - x) + i'' x = 697,5 (1 - 0,99) + 2763 \cdot 0,99 = 2742,3 \text{ кДж/кг};$$

— живильної води $i_{\text{пб}} = 251 \text{ кДж/кг}$ [1];

Питомий об'єм:

— живильної води $v_{\text{пб}} = 0,0010121 \text{ м}^3/\text{кг}$ [1];

— води, що кипить $v' = 0,0011009 \text{ м}^3/\text{кг}$ [1];

— сухої пари $v'' = 0,30685 \text{ м}^3/\text{кг}$ [1];

— насиченої пари

$$v_{\text{нп}} = v' (1 - x) + v'' x = 0,0011009 (1 - 0,99) + 0,30685 \cdot 0,99 = 0,3037925 \text{ м}^3/\text{кг};$$

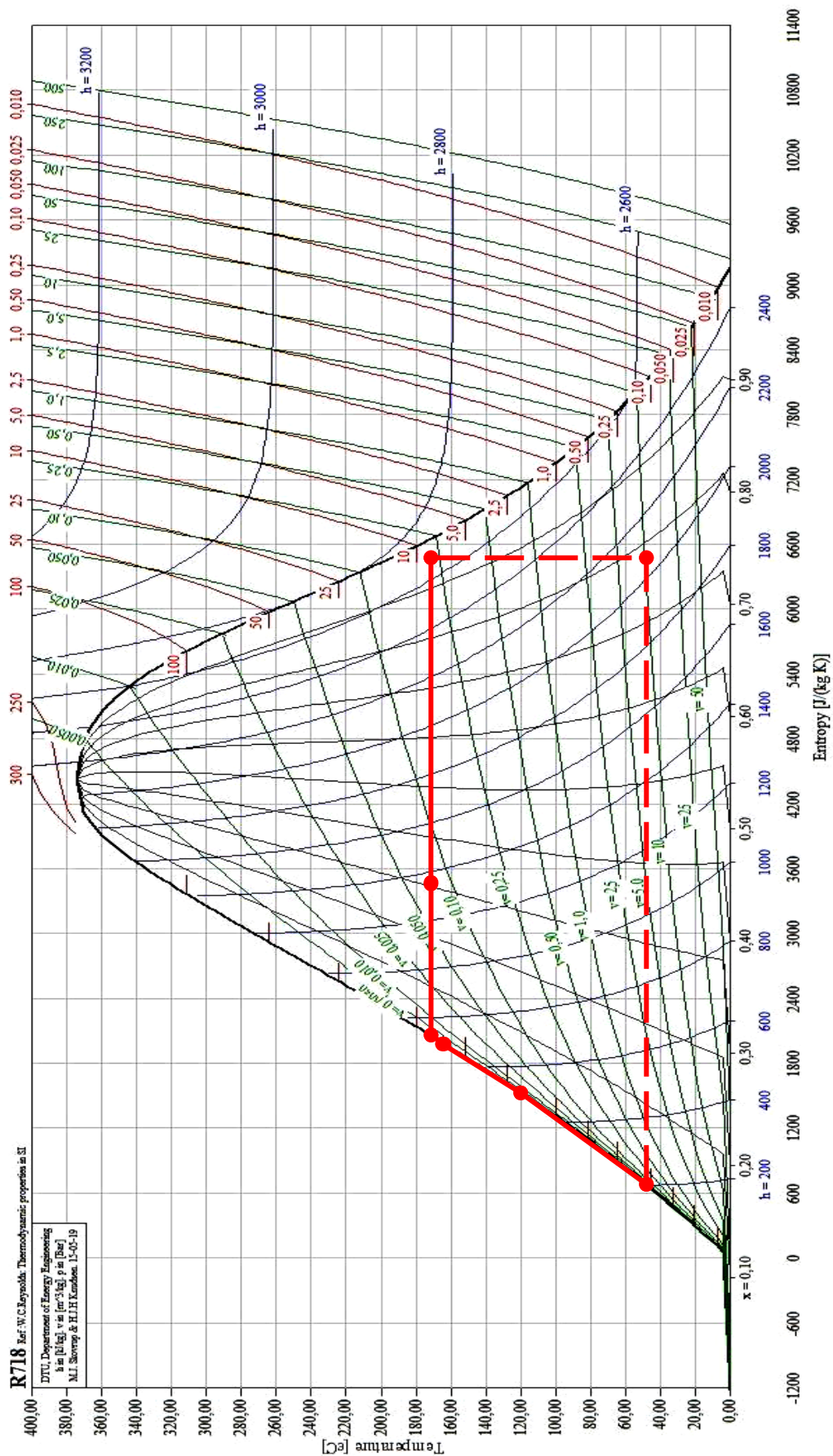


Рисунок 5.5 Процес пароутворення на T-S діаграмі

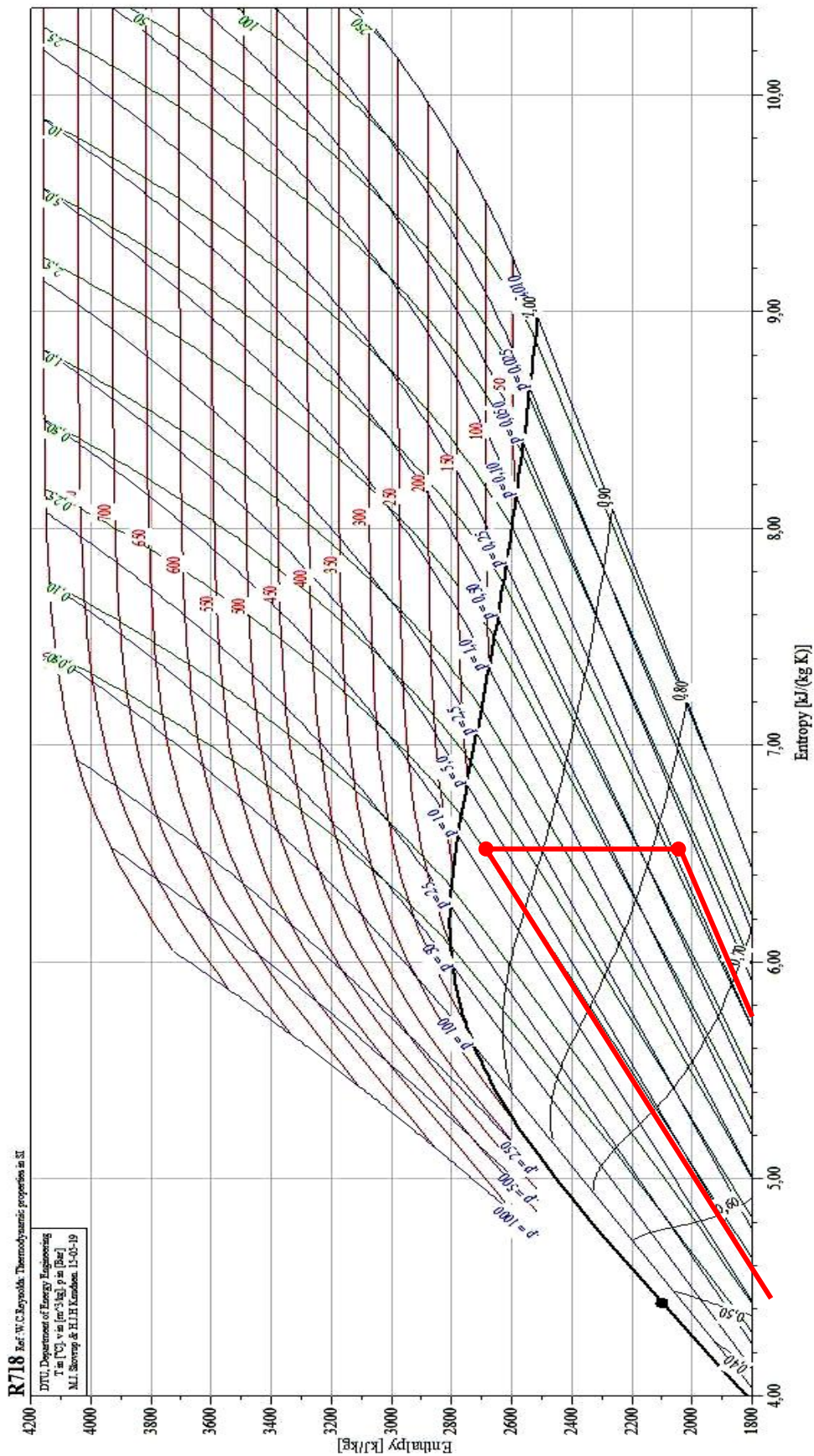


Рисунок 5.6. Процес пароутворення на h - s діаграмі

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 05

Арк.

75

5.4. Визначення об'ємів повітря та продуктів згоряння

Розрахунок складу робочої маси:

вуглець C^p

$$C^p = C^r \cdot \frac{100 - A^p - W^p}{100},$$

$$C^p = 85,1 \cdot \frac{100 - 0,15 - 2,0}{100} = 83,27;$$

водень H^p

$$H^p = H^r \cdot \frac{100 - A^p - W^p}{100},$$

$$H^p = 10,7 \cdot \frac{100 - 0,15 - 2,0}{100} = 10,47 \%;$$

азот + кисень $N^p + O^p$

$$(N^p + O^p) = (N^r + O^r) \cdot \frac{100 - A^p - W^p}{100},$$

$$(N^p + O^p) = 0,7 \cdot \frac{100 - 0,15 - 2,0}{100} = 0,685 \%;$$

летуча сірка $S^p_{л}$

$$S^p_{л} = S^r_{л} \cdot \frac{100 - A^p - W^p}{100},$$

$$S^p_{л} = 3,5 \cdot \frac{100 - 0,15 - 2,0}{100} = 3,42 \%.$$

Коефіцієнт збитку повітря приймаємо $\alpha = 1,2$.

Витрата пари, що розпливається приймаємо $G_{\phi} = 0,04$ кг/кг.

Вологовміст повітря приймаємо $d = 0,01$ кг/кг.

Об'єм теоретично необхідної кількості повітря:

$$V^0 = 0,0889(C^p + 0,975S^p_{л}) + 0,267H^p - 0,0333O^p,$$

$$V^0 = 0,0889(83,27 + 0,975 \cdot 3,42) + 0,267 \cdot 10,47 - 0,0333 \cdot 0,7 = 10,471 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Приведений вуглець палива:

$$K^p = C^p + 0,375S^p_{л},$$

$$K^p = 83,27 + 0,375 \cdot 3,42 = 84,55$$

Сумарний об'єм вуглекислого і сірчистого газів:

$$V_{RO_2} = 0,0187K^p,$$

$$V_{RO_2} = 0,0187 \cdot 84,55 = 1,581 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Об'єм водяної пари:

$$V_{H_2O} = 0,0111H^p + 0,0124W^p + 1,24G_{\phi} + 1,6d\alpha V^0,$$

$$V_{H_2O} = 0,111 \cdot 10,47 + 0,0124 \cdot 2,0 + 1,24 \cdot 0,04 + 1,6 \cdot 0,01 \cdot 1,2 \cdot 10,471 = 1,438 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Об'єм водяної пари при $\alpha = 1$:

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 05	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_{H_2O}^0 = 0,111H^P + 0,0124W^P + 1,24G_{\phi} + 1,6dV^0,$$

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot 10,47 + 0,0124 \cdot 2,0 + 1,24 \cdot 0,04 + 1,6 \cdot 0,01 \cdot 10,48 = 1,404 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Об'єм азоту при $\alpha = 1$:

$$V_{N_2}^0 = 0,79V^0,$$

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 10,471 = 8,272 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Об'єм газів (продуктів згоряння) при $\alpha = 1$:

$$V_{\Gamma}^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0,$$

$$V_{\Gamma}^0 = 1,581 + 8,272 + 1,404 = 11,257 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Дійсний об'єм газів:

$$V_{\Gamma} = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0 + (1 + 1,6d)(\alpha - 1)V^0,$$

$$V_{\Gamma} = 1,581 + 8,272 + 1,404 + (1 + 1,6 \cdot 0,01)(1,2 - 1) \cdot 10,471 = 13,384 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Об'ємні доли продуктів згоряння:

суми вуглекислого і сірчистого газів

$$r_{RO_2} = V_{RO_2}/V_{\Gamma},$$

$$r_{RO_2} = 1,581/13,384 = 0,118$$

водяної пари

$$r_{H_2O} = V_{H_2O}/V_{\Gamma},$$

$$r_{H_2O} = 1,438/13,384 = 0,107$$

суми триатомних газів

$$r_{II} = r_{RO_2} + r_{H_2O},$$

$$r_{II} = 0,118 + 0,107 = 0,225$$

5.5. Розрахунок ентальпії продуктів згоряння. побудова діаграми $i_2 - \theta$

Для побудови $i_2 - \theta$ — діаграми продуктів згорання необхідно розрахувати:

ентальпія продуктів повного згоряння 1 кг палива при $\alpha = 1$ у $^{\circ}\text{C}$

$$I_2^0 = (V_{RO_2}c_{RO_2} + V_{N_2}^0c_{N_2} + V_{H_2O}^0c_{H_2O})t,$$

ентальпія теоретично необхідної кількості повітря при тій же температурі

$$I_b^0 = V^0c_b t,$$

ентальпія продуктів згоряння

$$I_2 = I_2^0 + (\alpha - 1)I_b^0,$$

Розрахунки проводимо для діапазона температур 0...2200 $^{\circ}\text{C}$ і коефіцієнтів збитку повітря $\alpha = 1,1; 1,2; 1,3$, а результати розрахунків заносимо табл. 5.2.

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 05	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.2. Побудова $I_2-\theta$ – діаграми

Побудова $I_2-\theta$ – діаграми												α		
t, °C	RO ₂		N ₂		H ₂ O		I^0 , кДж/кг	V ₀			I^0 , кДж/кг	1,1	1,2	1,3
	C' , кДж/(м ³ К)	$(VC')_m$, кДж/(кг К)	C' , кДж/(м ³ К)	(VC') , кДж/(кг К)	C' , кДж/(м ³ К)	(VC') , кДж/(кг К)		$C_{св}'$, кДж/(м ³ К)	C' , кДж/(м ³ К)	(VC') , кДж/(кг К)		I_r , кДж/кг	I_r , кДж/кг	I_r , кДж/кг
0	1,60	2,53	1,30	10,75	1,50	2,11	0	1,30	1,32	13,83	0	0	0	0
200	1,79	2,83	1,30	10,75	1,52	2,13	3142	1,31	1,33	13,93	2786	3421	3699	3978
400	1,93	3,05	1,32	10,92	1,57	2,20	6468	1,33	1,36	14,25	5700	7038	7608	8178
600	2,04	3,23	1,34	11,08	1,62	2,27	9948	1,36	1,39	14,56	8736	10822	11695	12569
1000	2,20	3,48	1,40	11,58	1,72	2,41	17470	1,41	1,44	15,09	15090	18979	20488	21997
1400	2,31	3,65	1,44	11,91	1,83	2,57	25382	1,45	1,48	15,50	21700	27552	29722	31892
1800	2,39	3,78	1,47	12,16	1,92	2,70	33552	1,49	1,52	15,92	28656	36418	39283	42149
2200	2,45	3,87	1,50	12,41	2,00	2,81	41998	1,51	1,55	16,24	35728	45571	49143	52716

На основі табл. 5.1 будуюмо $I_2-\theta$ – діаграму при різних коефіцієнтах збитку повітря α рис. 5.7.

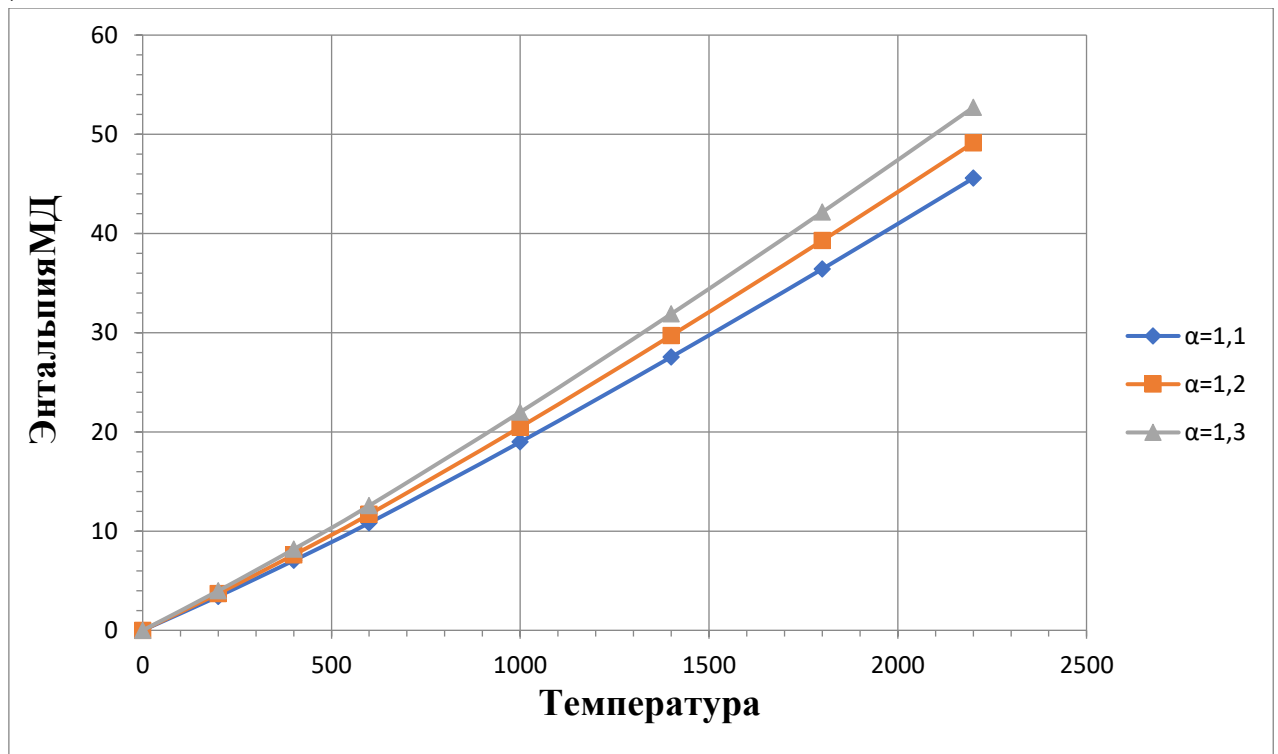


Рисунок 5.7 Діаграма $I_2-\theta$ для палива М-40 при різних значеннях коефіцієнта збитку повітря α

5.6. Попередній тепловий баланс і визначення витрати палива

Приймаємо: температуру холодного повітря — $t_{х.б} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$; температура гарячого повітря (на всмоктування вентилятор — повітропідігрівач відсутній) — $t_{г.б} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$; температура підігріву палива — $t_{пл} = 135\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Обираємо теплоємності при $t_{х.б}$ [2]:

сухого повітря $c_{с.б} = 1,3\text{ кДж}/(\text{м}^3\cdot\text{K})$;

водяної пари $c_{\text{H}_2\text{O}} = 1,5\text{ кДж}/(\text{м}^3\cdot\text{K})$.

Ентальпія холодного повітря $I_{х.б}$:

$$I_{х.б} = \alpha V^0 (c_{с.б} + 1,6dc_{\text{H}_2\text{O}}) t_{х.б},$$

$$I_{х.б} = 1,2 \cdot 10,471 \cdot (1,3 + 1,6 \cdot 0,01 \cdot 1,5) \cdot 30 = 499\text{ кДж}/\text{кг}.$$

Ентальпію відхідних газів обираємо по $I_2-\theta$ — діаграмі (рис. 5.6):

$$I_{yx} = 3700\text{ кДж}/\text{кг}$$

Фізична теплота палива:

$$i_{ТЛ} = (1,74 + 0,0025t_{ТЛ}),$$

$$i_{ТЛ} = (1,74 + 0,0025 \cdot 135) = 280\text{ кДж}/\text{кг}.$$

Ентальпія пари, що розпилюється [2]:

$$i_{\phi} = 2742,3\text{ кДж}/\text{кг}.$$

Теплота, що вноситься парою:

$$Q_{\phi} = G_{\phi} (i_{\phi} + 2500),$$

$$Q_{\phi} = 0,04 \cdot (2742,3 + 2500) = 209,7\text{ кДж}/\text{кг}.$$

Располагаема теплота:

$$Q_P^P = Q_H^P + i_{ТЛ} + Q_{\phi},$$

$$Q_P^P = 39200 + 280 + 209,7 = 39689,7\text{ кДж}/\text{кг}.$$

Теплові втрати з відхідними газами:

$$Q_2 = I_{yx} - I_{х.б},$$

$$Q_2 = 3700 - 499 = 3201\text{ кДж}/\text{кг}.$$

Відносна теплова втрата з відхідними газами:

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_P^P},$$

$$q_2 = \frac{3201}{39689,7} = 0,081.$$

Відносна теплова втрата від хімічної теплоти згоряння приймаємо:

$$q_3 = 0,005.$$

Відносна теплова втрата від зовнішнього охолодження приймаємо:

$$q_5 = 0,0085.$$

ККД котла:

$$\eta = 100 - (q_2 + q_3 + q_5),$$

$$\eta = 1 - (0,081 + 0,005 + 0,0085) = 0,906.$$

Коефіцієнт збереження теплоти:

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 05	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{1 - q_2 + q_3},$$

$$\varphi = 1 - \frac{0,0085}{1 - 0,081 + 0,005} = 0,991.$$

Розрахункова витрата палива:

$$B = \frac{D(i_{HP} - i_{PB})}{\eta Q_P^P},$$

$$B = \frac{1,75 \cdot (2742,3 - 251)}{0,906 \cdot 39689,7} = 0,122 \text{ кг/с}.$$

Схема теплових потоків відповідно до розрахованого попереднього теплового балансу наведена на рис. 5.8.

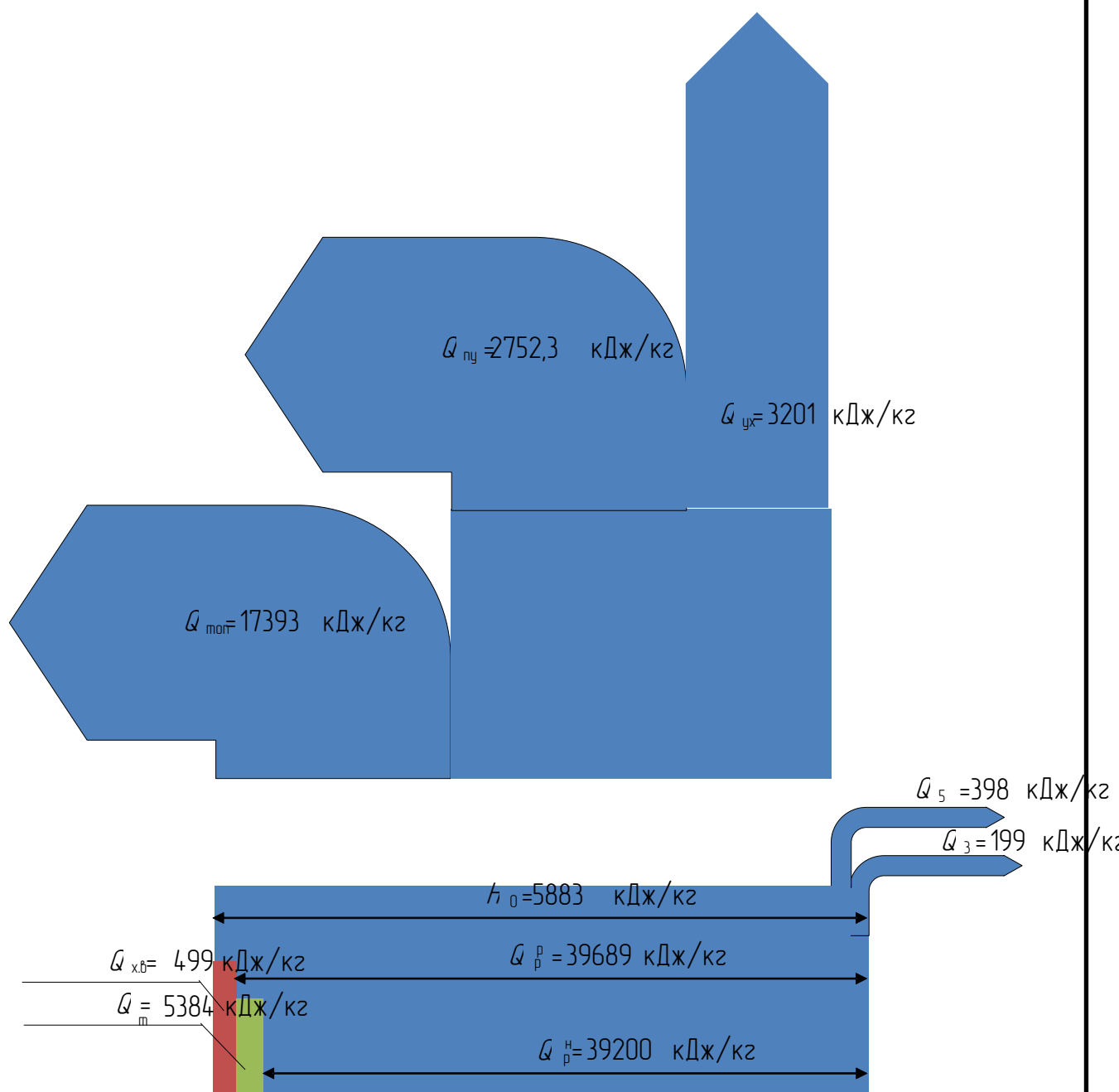


Рисунок 5.8 Графічне зображення попереднього теплового балансу котла

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 05	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		80

5.7. Перевірочний розрахунок топки

Повна променесприймальна поверхня топки (за конструктивними характеристиками котла):

$$H_{np} = 8,82 \text{ м}^2.$$

Об'єм топкової камери (за конструктивними характеристиками котла):

$$V_m = 4,52 \text{ м}^3.$$

Повна поверхня стін топки (за конструктивними характеристиками котла):

$$F_{cm} = 14,70 \text{ м}^2.$$

Теплова напруга об'єму топки:

розрахункова

$$q_v = \frac{BQ_p^p}{V_T},$$

$$q_v = \frac{0,122 \cdot 39689,7}{4,52} = 1071 \text{ кВт/м}^3.$$

Ефективна товщина випромінюючого шару топки:

$$s = 3,6 \frac{V_T}{F_{CT}},$$

$$s = 3,6 \cdot \frac{4,52}{14,70} = 1,11 \text{ м}.$$

Степінь екранування топки:

$$\psi = \frac{H_{Л}}{F_{CT}}$$

$$\psi = \frac{8,82}{14,70} = 0,6$$

Умовний коефіцієнт забруднення та закриття екранів:

приймаємо для високов'язких

рідких палив — $\xi = 0,55$.

Коефіцієнт теплової ефективності променесприймальної поверхні:

$$\chi = \psi \cdot \xi$$

$$\chi = 0,6 \cdot 0,55 = 0,33.$$

Кількість теплоти, що вноситься в топку з повітрям:

$$Q_n = \alpha \cdot l_{yx} = 1,2 \cdot 3700 = 4440 \text{ кДж/кг}$$

Корисне тепловиділення в топці:

$$Q_T = \left(Q_p \frac{100 - q_3}{100} + Q_n \right) B_T$$

$$Q_T = \left(39689,7 \cdot \frac{100 - 0,005}{100} + 4440 \right) 0,122 = 5384 \text{ кВт}$$

Теплоємність при t_{z6} (визначаємо по [2]):

сухого повітря $c_{с.в} = 1,303 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{К)}$,

водяної пари $c_{H_2O} = 1,505 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{К)}$

Ентальпія:

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 05	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

повітря при t_{z0}

$$I_{Г.В} = \alpha V^0 (c_{C.B} + 1,6dc_{H2O}) t_{Г.В},$$

$$I_{Г.В} = 1,2 \cdot 10,471 \cdot (1,303 + 1,6 \cdot 0,01 \cdot 1,505) \cdot 40 = 667 \text{ кДж/кг.}$$

газів (продуктів згоряння) при адіабатній температурі

$$I_a = Q_p^p (1 + q_3) + I_{Г.В},$$

$$I_a = 39689,7 \cdot (1 + 0,005) + 667 = 40555 \text{ кДж/кг}$$

Адiabатну температуру газів визначаємо по $l_z-\theta$ — діаграмі (рис. 5.1):

$$t_a = 1970 \text{ }^\circ\text{C} (2243 \text{ K}).$$

Температура газів на виході з топку:

$$\text{приймаємо } t' = 1400 \text{ }^\circ\text{C} (1673 \text{ K}).$$

Ентальпія газів на виході з топку:

$$\text{визначаємо з } l_z-\theta \text{ — діаграми } I'_m = 29722 \text{ кДж/кг.}$$

Середня сумарна теплоємність газів:

$$\sum (Vc)_i = \frac{I_a - I_T}{t_a - t_T},$$

$$\sum (Vc)_i = \frac{40555 - 29722}{1970 - 1400} = 19,01 \text{ кДж/(кг·K)}$$

Коефіцієнт послаблення променів:

сажистими частками

$$k_c = 0,3 \cdot (2 - \alpha) \cdot \left(1,6 \cdot \frac{T_T}{1000} - 0,5 \right) \cdot \frac{C^p}{H^p},$$

$$k_c = 0,3 \cdot (2 - 1,2) \cdot \left(1,6 \cdot \frac{1673}{1000} - 0,5 \right) \cdot \frac{85,1}{10,7} = 4,15 \text{ 1/(м·МПа)}.$$

трьохатомними газами

$$k = \left(\frac{2,47 + 5,06r_{H2O}}{\sqrt{\text{Pr}_H s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_T}{1000} \right) \cdot r_H,$$

де p — тиск в топці (для котла с вентиляторним дуттям приймаємо $p = 0,1 \text{ МПа}$).

$$k = \left(\frac{2,47 + 5,06 \cdot 0,107}{\sqrt{0,1 \cdot 0,225 \cdot 1,11}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1673}{1000} \right) \cdot 0,225 = 1,55 \text{ 1/(м·МПа)}.$$

Степінь чорноти:

трьохатомні гази

$$a_T = 1 - e^{-kps},$$

$$a_T = 1 - e^{-1,55 \cdot 0,1 \cdot 1,11} = 0,158$$

полум'ям, що світитиметься

$$a_{C.B} = 1 - e^{-(k+k_c)ps},$$

$$a_{C.B} = 1 - e^{-(1,55+4,15)0,1 \cdot 1,11} = 0,469.$$

Коефіцієнт усереднення приймаємо в залежності від q_v по лінійній інтерполяції:

$$m = 0,404$$

Ефективність степені чорноти факела:

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 05	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$a_{\phi} = m a_{c.B} + (1 - m) a_T,$$

$$a_{\phi} = 0,404 \cdot 0,469 + (1 - 0,404) \cdot 0,158 = 0,284$$

Коефіцієнт забруднення екранних труб:

$$\text{приймаємо } \zeta = 0,4.$$

Степінь чорноти топки:

$$a_T = \frac{a_{\phi}}{a_{\phi} + (1 - a_{\phi}) \psi \zeta},$$

$$a_T = \frac{0,284}{0,284 + (1 - 0,284) \cdot 0,6 \cdot 0,4} = 0,623$$

Критерій Больцмана:

$$Bo = \frac{\varphi B \sum (Vc)_i}{5,67 \cdot 10^{-11} \zeta H_{\text{л}} T_a^3},$$

$$Bo = \frac{0,991 \cdot 0,122 \cdot 19,01_i}{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,4 \cdot 8,82 \cdot 2243^3} = 1,018$$

Температура газів на виході з топки:

безрозмірна

$$\vartheta = \frac{Bo^{0,6}}{0,69 a_T^{0,6} + 1,03 Bo^{0,6}},$$

$$\vartheta = \frac{1,018^{0,6}}{0,69 \cdot 0,623^{0,6} + 1,03 \cdot 1,018^{0,6}} = 0,65$$

розрахункова

$$t_T = \vartheta T_a - 273,$$

$$t_T = 0,65 \cdot 2243 - 273 = 1184,95 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Ентальпія газів на виході з топки визначається з $I_2-\theta$ — діаграми (рис. 5.1):

$$I_m = 23000 \text{ кДж/кг}.$$

Теплове навантаження променесприймальної поверхні нагріву топки:

$$Q_{\text{л}} = \varphi (I_a - I_T) B,$$

$$Q_{\text{л}} = 0,991 \cdot (40555 - 23000) \cdot 0,122 = 2122 \text{ кВт}.$$

Відносне теплове навантаження променесприймальної поверхні нагріву топки:

$$Q_{\text{л}} = \frac{2122}{5384} 100 = 39,413 \text{ } \%.$$

5.8 Визначення невязки теплового балансу

Теплове навантаження парового припопкового пучка:

$$Q_{\text{п}} = D(i_{\text{н.п}} - i_{\text{пв}}) - Q_{\text{л}},$$

$$Q_{\text{п}} = 1,75 \cdot (2742,3 - 251) - 2122 = 2238 \text{ кВт}.$$

Ентальпія газів на виході з припопкового пучка:

$$I_1 = I_T - \frac{Q_{\text{п}}}{\varphi B},$$

$$I_1 = 23000 - \frac{2238}{0,991 \cdot 0,122} = 4489 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Температуру газів визначаємо по $I_2-\theta$ — діаграмі (рис. 5.1):

$$\theta_1 = 210 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Уточнення теплових втрат з відхідними газами

$$Q_2^* = I_{yx}^* - I_{xb} = I_3^* - I_{xb} = 3700 - 499 = 3201 \text{ кДж/кг}.$$

$$q_2^* = Q_2^* / Q_p^p = 3201 / 39689,7 = 0,081.$$

Уточнення ККД котла

$$\eta^* = 1 - q_2^* - q_3 - q_5 = 1 - 0,081 - 0,005 - 0,0085 = 0,9055.$$

Уточнення витрати палива

$$B^* = \frac{D \cdot (i_{np} - i_{пв})}{\eta^* \cdot Q_p^p},$$

$$B^* = \frac{1,75 \cdot (2742,3 - 251)}{0,9055 \cdot 39689,7} = 0,12131668 \text{ кг/с}.$$

Умова невід'язки теплового балансу

$$\Delta Q = 0,005 \cdot Q_p^p = 0,005 \cdot 39689,7 = 198,45 \text{ кДж/кг}.$$

Невід'язка теплового балансу

$$\Delta Q = Q_p^p \cdot \eta^* - \frac{Q_{л} + Q_{п}}{B^*},$$

$$\Delta Q = 39689,7 \cdot 0,9055 - \frac{2122 + 2238}{0,12131668} = 0 \text{ кДж/кг} \leq 199,45 \text{ кДж/кг} — \text{умову виконано}.$$

5.9 Розрахунок утилізаційної секції

Утилізаційні котли (рис. 5.9) призначені для вироблення пари за рахунок утилізації теплоти випускних газів ДВЗ. УК мають багаторазову примусову циркуляцію. Що обумовлено невисокою температурою випускних газів. Ефективність УК оцінюється коефіцієнтом використання вихлопних газів: відношення теплоти, що сприйнята в УК, до наявної теплоти випускних газів. Під час утилізації теплоти газів, що відходять, зменшується собівартість теплової енергії в 1,7...2,9 рази.

Паропродуктивність утилізаційного парогенератору [12]

$$D_{yn} = \varphi \cdot g_e^{\Gamma D} \cdot (\alpha_{\Sigma} \cdot L_0' + 1) \cdot \bar{c}_{рсп} \cdot (\tau_z - \tau_{yx}) \cdot P_e^{\Gamma D} / 3600,$$

де: $\varphi = 0,96$ — коефіцієнт, що враховує втрати теплоти в навколишнє середовище;

$g_e^{\Gamma D} = 0,167 \text{ кг/(кВт·годину)}$ — питома ефективна витрата палива, перерахування наведено в розділі 3;

$\alpha_{\Sigma} = 3,125$ — сумарний коефіцієнт надлишку повітря;

$L_0' = 14,3 \text{ кг/кг}$ — теоретично необхідна кількість повітря для спалювання 1 кг палива;

$\tau_z = 623 \text{ К}$ — температура газів попереду УК;

$\tau_{yx} = 443 \text{ К}$ — температура газів позаду УК;

$\bar{c}_{рсп} = 1,6 \text{ кДж/(кг·К)}$ — середня масова ізодарна теплоємність;

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 05	Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$N_e^{гд} = 27810$ кВт – ефективна потужність двигуна.

Максимальну паропроductивність утилізаційного котла розраховуємо за формулою:

$$D_{жк} = 0,96 \cdot 0,169 \cdot (3,125 \cdot 14,3 + 1) \cdot 1,6 \cdot (623 - 443) \cdot 27810 / 3600 = 12475 \text{ кг/годину.}$$



Рисунок 5.9 Зовнішній вигляд котла Aalborg AQ12

Висновок: в розділі проведено розрахунок котла марки Aalborg AQ12. Було визначено тепловий баланс котла, розраховано його арматуру та підібрано паливо.

					ВБР. 135. 4217. 18. 07. ПЗ. 05	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6. Розробка осушної системи судна

6.1. Загальна характеристика системи

Осушна система складається з осушувальних засобів (насосів, ежекторів), осушувальні трубопроводу і засобів контролю за рівнем трюмної води. Її передбачають на всіх судах [28].

6.1.1. Аналіз вимог морського Регістра судноплавства до системи

Основні вимоги морського Регістра судноплавства при проектуванні баластних систем, систем осушення та зачищення наступні:

Осушна система повинна забезпечувати видалення трюмної води з дудь-якого відсіку при допустимих крені і диференті судна.

2) У кожен осушувальний відсік повинно бути введено не менше двох приймальних відростків, розташованих на різних бортах.

3) На кожному самохідному судні повинно бути не менше двох осушних насосів з механічним приводом. В якості одного з них може бути використаний насос баластний, санітарний або обслуговуючий головний двигун.

4) Системи повинні бути влаштовані так, щоб виключалася можливість надходження забортної води по їх трубопроводах всередину судна, а також перетікання води з одного відсіку в інший. Для цього на них слід встановлювати неопоротні клапани.

5) Кількість водовідливних насосів слід приймати залежно від водотоннажності і типу судна. Як один з водовідливних насосів допускається використання баластного або диферентного насоса.

6) Водяні трубопроводи, як правило, не повинні проходити через баластні і паливні цистерни.

7) Кренова система повинна забезпечувати перекачування води при крені до 30 °, а диферентна – при диференті до 15°.

8) На криголамах час перекачування баласту з одного борта на інший повинен бути не більш 3 хв, а зміна диферента – не більш 5 хв.

9) Час заповнення всіх баластних цистерн судна не повинен перевищувати 6 годин.

10) Внутрішні діаметри трубопроводів слід визначати гідравлічним розрахунком. При цьому незалежно від наданого розрахунком значення діаметр приймального відростка слід приймати не менше $D_y 40$ [24].

6.1.2. Склад і опис системи

Для видалення води з корпусу служить осушна система, за допомогою якої осушують вантажні трюми, машинне відділення, пікові відсіки, ланцюгові ящики та інші відсіки, в яких вона може накопичуватися.

Своєчасне видалення води з вантажних трюмів оберігає від зволоження, і підмочки перевозяться вантажі. На рефрижераторних судах надмірне скупчення води може привести в непридатність ізоляційні конструкції холодильних трюмів. Видалення вчасно води з машинного відділення буде перешкоджати підвищенню її рівня до таких меж, при яких порушуються нормальні умови роботи обслуговуючого персоналу та експлуатація головних двигунів і допоміжних механізмів.

Осушна система видаляє воду з корпусу судна безпосередньо за борт, за винятком води, що скупчується під сланню машинного відділення, яка забруднена нафтопродуктами (паливом, маслом). Причиною забруднення підсланевих води нафтопродуктами є протікання їх через нещільності в з'єднаннях паливних і масляних трубопроводів та арматури, а також через сальники паливних і масляних насосів. Видаляти таку воду за борт забороняється Санітарними правилами, дотримання вимог яких обов'язково для річкових і озерних судів. Тому осушувальні системи забезпечують спеціальними ємностями (цистернами) для збору підсланевих вод. З цих цистерн забруднена нафтопродуктами вода передається в берегові або плаваючі станції для очищення.

Щоб забезпечити найбільш повне осушення відсіків, приймачі осушувальних труб слід розташовувати якомога нижче (ближче до обшивки корпусу) і в місцях найкращої стоку води. Система повинна виключати можливість потрапляння води через борти всередину судна, а також з одного непроникного відсіку в інший. Осушення кожного відсіку має бути незалежно від осушення інших. Для цього на приймальному трубопроводі осушної системи розміщують клапанні коробки і клапани вороття-запірного типу. Щоб запобігти потраплянню сторонніх предметів під клапани арматури і в насоси, на кінцях осушувальних відростків монтують приймальні сітки. В машинних відділеннях замість сіток застосовують грязьові коробки. Нерідко на річкових судах осушувальну і баластну системи об'єднують в загальну систему, звану баластної-осушної. Приймальний трубопровід осушної системи виконується при цьому незалежним від баластного.

Недоліком системи є те, що при великому числі відсіків потрібно багато труб і вирізів в непроникних поперечних перегородках для прокладки трубопроводів. Підсланевих вода з машинного відділення відкачується одним з осушувальних насосів в спеціальну цистерну, а потім їм же подається на берегову або плаваючу станцію для очищення.

Відростки осушної системи, розташовані в носовій частині судна, забезпечені вороття-запірними клапанами спеціальної конструкції, що мають дистанційні приводи з палуби. Баластний відсік заповнюється від системи водотушення. Відкачується баласт будь-яким з осушувальних насосів. Баластний відсік має повітряні та вимірювальні труби, виведені на головну палубу.

Від насоса, що знаходиться в машинному відділенні, до носа і корми прокладена магістраль, яка з'єднана з відсіками відростками, що мають клапани з палубними приводами. Такий принцип побудови системи дозволяє значно скоротити витрату труб і зменшити її масу [25, 28].

6.1.3. Особливості елементів системи, матеріали.

Для перекачування підсланевих вод в збірну цистерну може бути використаний один з осушувальних насосів. В даному випадку арматура, що допускає відкачування води за дорт цим насосом, повинна пломбуватися.

Один з приймачів осушної системи машинного відділення повинен бути приєднаний до незалежного осушувального насосу. Осушні системи будують за певними схемами. На рис.6.1, а показана принципова схема осушної системи, виконаної з централізованого принципом. Насоси та вся керована арматура, виготовлена у вигляді клапанних коробок, розміщені в машинному відділенні. Від клапанних коробок, з'єднаних трубами з насосом, відведені окремі трубопроводи в кожен відсік. При такій схемі можна управляти системою безпосередньо з машинного відділення, завдяки чому забезпечуються висока оперативність управління нею і зручність обслуговування.

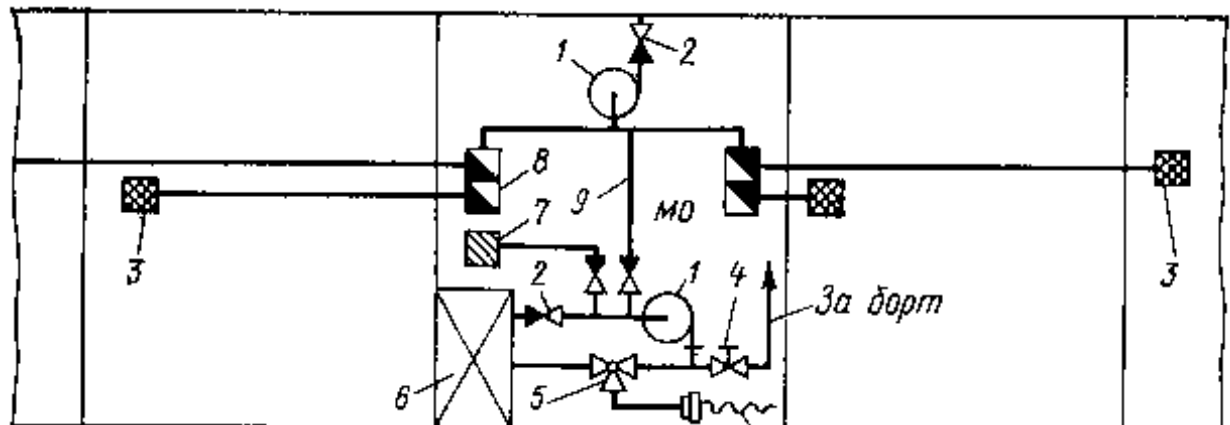
Магістральні трубопроводи осушення носових і кормових відсіків підходять до патрубків вороття-запірної клапанної коробки 4, що знаходиться в машинному відділенні. Відростки осушної системи, розташовані в носовій частині судна, забезпечені вороття-запірними клапанами спеціальної конструкції, що мають дистанційні приводи з палуби 5. Клапана коробки складається з трьох вороття-запірних клапанів. Один з її патрубків з'єднаний з відростком осушення машинного відділення.

Число і розташування приймачів осушення вибирають в залежності від форми і розмірів відсіку. Їх необхідно розміщувати так, щоб забезпечувалося найбільш повне осушення відсіку при крену до 5° на дудь який дорт. Число приймачів в кожному осушуваній відсіку має бути не менше двох. У коротких і вузьких відсіках (наприклад, в краях судна) і в кожному осушуваній відсіку на судах на підводних крилах, за винятком машинного відділення, можна встановлювати один приймач, якщо через нього буде забезпечено надійне осушення. Приймачі осушення розміщують з обох дортів кожного непроникного відсіку.

Для контролю рівня трюмних вод застосовують різні датчики, наприклад реле рівня типу РЧК. Дане реле має дзвін, що представляє собою порожнистий циліндр, відкритий в нижній частині, діаметром 145 мм і довжиною 350 мм. До верхньої кришці дзвону припаяний сільфон. Денце його жорстко пов'язано зі штоком, який через важіль впливає на ртутні перемикачі. Зверху датчик герметично закритий ковпаком. Датчик поміщають в стічному колодязі у вертикальному положенні, дзвоном вниз. Коли рівень води в колодязі підніметься настільки, що дзвін стане занурюватися у воду, у внутрішній порожнині останнім почне підвищуватися тиск залишився в ньому повітря. Під дією цього тиску сільфон б стискається і шток за допомогою важеля повертає ртутні перемикачі навколо їх нерухомих осей. Коли рівень води підніметься на 275 мм вище зрізу нижнього фланця дзвону, замкнуться контакти перемикачів і на посту управління загориться червона (аварійна) лампочка.

Осушувальний трубопровід, як правило, прокладають поза міждонному простору і водяних або паливних цистерн. При необхідності його прокладки в міждонному просторі на відкритих кінцях прийомних відростків встановлюють неповернуті клапани. Якщо труби доводиться прокладати через цистерни, то влаштовують тунелі, які є конструктивною частиною цистерн, причому з одного боку їх виконують відкритими для вентиляції і можливого стоку конденсату. Для трубопроводів осушної системи судів зі сталевими корпусами зазвичай використовують сталеві оцинковані труби. Шляхова арматура – сталева, чавунна та з

кольорових сплавів. Роз'ємні з'єднання виконують фланцевими. Діаметри труб осушної трубопроводу визначають розрахунком. Так як кількість підлягає видаленню трюмної води встановити дуже важко, то діаметри його труб обчислюють за емпіричними формулами, наведеними в Правилах Регістру [26, 28].



В деревозу або в плавучу станцію

Рисунок 6.1 Принципова схема осушної системи

6.2 Гідравлічні розрахунки відрізка трубопроводу

6.2.1 Опис принципової схеми розрахункового відрізка системи

Схему трубопроводу потрібно розбити на три ділянки:

ділянка 1-2. Ділянка являє собою затвір зворотний D_y 300. На отриманому каналі довжиною 0,1 м, на ділянці є:

затвір поворотний D_y 300;

труба 377×14 , $L=0,1$ м;

вхід до труди;

ділянка 3-4. Внутрішній діаметр труб 0,349 м. На ділянці є:

приймач;

два затвори поворотних;

два поворотних відростка;

два відростка;

п'ять прогидів.

Довжина ділянки 10,2 м, витрата води $900 \text{ м}^3/\text{год}$. Швидкість руху води:

$$V = \frac{Q}{f}, \text{ м/с}$$

$$f = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,349^2}{4} = 0,096 \text{ м}^2$$

Висота стовпа 3,2 м

$$V = \frac{900}{0,096 \cdot 3600} = 2,6 \text{ м/с}$$

Для розрахунку вибраний трубопровід приймальний з баластного розподільного каналу, який має статичну висоту від приймача до осі приймального патрубка насосу 3,2 м ;

ділянка 2-3. Ділянка являє собою напірний трубопровід від насосу до відливного клапану включно. Внутрішній діаметр труби 0,349 м.

Ділянка має:

вихід з насосу;

три відростки;

чотири погуди;

два затвори поворотних;

Довжина ділянки 12,4 м, витрата води 900 м³/год, швидкість руху рідини 2,6 м/с. висота водяного стовпа від осі патрубка насосу до ватерлінії — 7,3 м.

6.2.2 Гідравлічний розрахунок відрізка трубопроводу

Розрахунок проводимо у наступній послідовності:

Розрахункова схема зображена на рис. 6.2.

За відомими значеннями α та коефіцієнта кінематичної в'язкості ν визначаємо число Рейнольдса. Для морської води за температури 5 °C $\nu=1,515 \cdot 10^{-6}$ м²/с

За номограмою 114 визначаємо число Рейнольдса $Re=5,8 \cdot 10^5$

Враховуючи труби технічно гладкими визначаємо гідравлічний уклон по номограмі 115

$$i' = 0,014 \frac{\text{мм.вод.ст.}}{\text{м}} = 137,3 \text{ Па/м}$$

Визначаємо одиничну еквівалентну довжину $l_{\text{эк}}$ по номограмі 116

$l_{\text{эк}}=30$ м

Визначаємо суму коефіцієнтів місцевих опорів:

а) На ділянці 3-4

Приймач $1 \cdot 0,06=0,06$

Затвір поворотний $1 \cdot 0,6=0,6$

Відростки $2 \cdot 0,6=1,2$

Погуди $5 \cdot 0,25=1,25$

Відростки поворотні $2 \cdot 1,5=3$

$$\Sigma \xi=6,17$$

б) На ділянці 4-5

Вихід із насосу $1 \cdot 0,5=0,5$

Відростки $3 \cdot 0,6=1,8$

Погуди $4 \cdot 0,25=1$

Затвори $2 \cdot 0,6=1,2$

$$\Sigma \xi=12,6$$

в) На ділянці 1-2

Затвір поворотний $1 \cdot 0,6=0,6$

Приймач $1 \cdot 0,06=0,06$

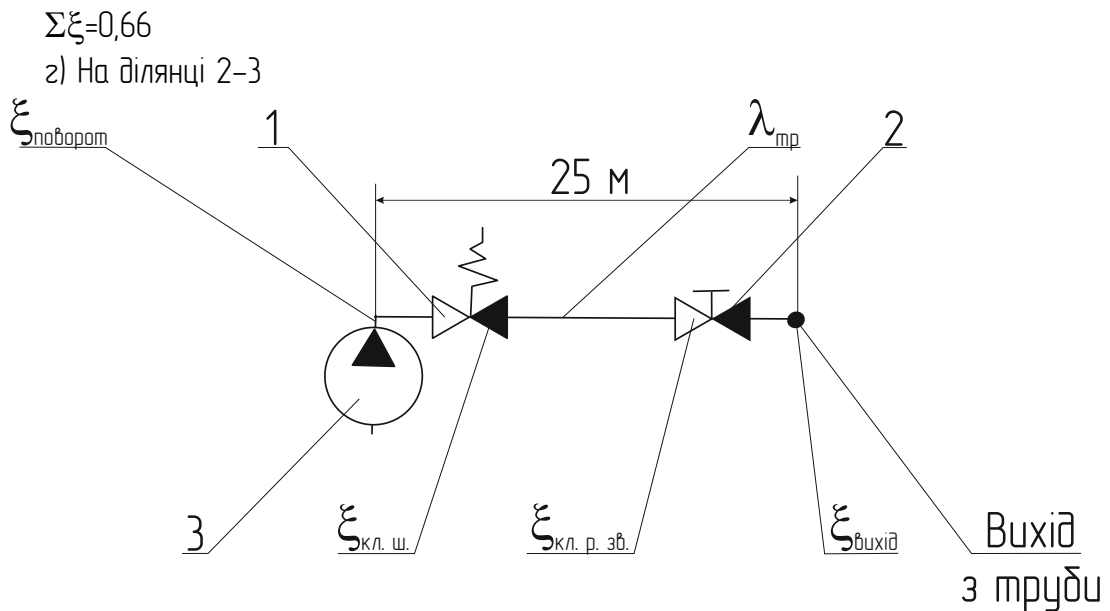


Рисунок 6.2 Відрізок напірного трубопроводу:

1 – клапан зі змінним шлангом, 2 – роз'єднувальний клапан, 3 – відцентровий насос

Ділянками 1-2 та 2-3 можна знехтувати так як ці ділянки на висоту всмоктування насосу не впливають [27, 30].

Визначаємо повну еквівалентну довжину кожної ділянки за формулою:

$$l_m = l'_{\text{эк}} \cdot \sum_{i=1}^{i=n} \xi_i = 30 \cdot 6,17 = 185,1 \text{ м}$$

Ділянка 3-4

$$\text{Ділянка 4-5} \quad l_{\text{эк}} = 30 \cdot 12,6 = 378 \text{ м}$$

Знаходимо приведену довжину для ділянок за формулою:

$$\text{Ділянка 3-4} \quad l_{\text{пр}} = l + l_{\text{эк}} = 10,2 + 185,1 = 195,3 \text{ м}$$

$$\text{Ділянка 4-5} \quad l_{\text{пр}} = 12,4 + 378 = 390,4 \text{ м}$$

Визначаємо втрати тиску на подолання гідравлічних опорів приймального трубопроводу:

$$p_{3-4} = i \cdot l_{\text{пр}} = 137,3 \cdot 195,3 = 26815 \text{ Па}$$

$$p_{4-5} = i \cdot l_{\text{пр}} = 137,3 \cdot 390,4 = 53602 \text{ Па}$$

За сумою втрат та статичної висоти розташування осі приймального патрубку насосу над приймачем визначаємо загальні втрати:

а) у всмоктувальному трубопроводі.

Для цього визначаємо втрати на всмоктуванні:

$$p_3 = \rho \cdot g \cdot h = 1023 \cdot 9,81 \cdot 3,2 = 32114 \text{ Па},$$

де $h=3,2$ м – висота установки приймального патрубку насосу над приймачем;

$$\rho = 1023 \text{ кг/м}^3,$$

$$\text{тоді } p = p_{3-4} + p_3 = 26815 + 32119 = 58930 \text{ Па} = 0,059 \text{ МПа}$$

б) на напорному трубопроводі. Для цього визначаємо втрати на нагнітачі:

$$p_4 = \rho \cdot g \cdot h = 1023 \cdot 9,81 \cdot 7,3 = 73260 \text{ Па},$$

де $h=7,3$ м – висота ватерлінії над напорним патрубком насосу,

$$\text{modi } p = p_{4-5} + p_4 = 53602 + 73260 = 126862 \text{ Па} = 0,127 \text{ МПа}$$

Результати розрахунків витрат напору для побудови характеристик відрізків наведені в рис. 6.3.

6.2.3 Побудова напірної характеристики відрізка трубопроводу

Для побудови характеристики трубопроводу використовуємо залежність витрати напору в трубопроводі:

$$H_{mp} = h_{cm} + \left(\frac{\lambda \cdot l}{d} + \Sigma \xi + 1 \right) \cdot \frac{v^2}{2g},$$

де h_{cm} – статична висота подачі;

λ – коефіцієнт гідрравлічного тертя або

$$H_{mp} = h_{cm} + K Q_{mp}^2$$

$$K = \left(\frac{\lambda \cdot l}{d} + \Sigma \xi + 1 \right) \cdot \frac{1.6}{\pi^2 \cdot d^4 \cdot 2g}$$

Визначаємо коефіцієнт гідрравлічного тертя для турбулентного потоку:

$$\lambda = 0.1 \left(1.46 \frac{K_z}{d} + \frac{100}{Re} \right)^{0.25},$$

де $K_z = 0,2$ – еквівалентна шорховатість;

$Re = 5,8 \cdot 10^5$ – число Рейнольдса;

$d_{вн} = 0,349 \text{ м}$ – внутрішній діаметр труди;

$$\lambda = 0,1 \left(1,46 \cdot 0,2 / 0,349 + 100 / 5,8 \cdot 10^5 \right)^{0,25} = 0,0176$$

Визначаємо коефіцієнт K :

$$K = \left(\frac{0,0176 \cdot 12,4}{0,349} + 12,6 + 1 \right) \cdot \frac{16}{3,14^2 \cdot 0,349^4 \cdot 2 \cdot 9,81} = 79,5$$

Визначаємо рівняння характеристики трубопроводу та будуємо характеристику (табл.

6.1) $H_{mp} = h_{cm} + K Q_{mp}^2 = 7,3 + 79,5 \cdot Q_{mp}^2$

Таблиця 6.1 Напірна характеристика відрізків трубопроводу

Параметр	Значення			
Продуктивність м³/год	800	850	900	950
Перший відрізок				
$K Q_{mp}^2$	3,005	3,93	4,97	6,31
H_{mp} , м.вод.ст	6,2	7,13	8,17	9,33
Другий відрізок				
$K Q_{mp}^2$	3,0	3,92	4,96	6,13
H_{mp} , м.вод.ст	10,3	11,26	12,27	13,43

Комплектація системи основним обладнанням (специфікація)

Вибір типу насоса, побудова напірних характеристик насоса та трубопроводу

Для встановлення на осушній системі контейнеровоза «PEGASUS TERA» прийнятий електронасос «DESMI» продуктивністю 900 м³/год при напорі 0,12 МПа (12 м.вод.ст). В якості резервного використовується такий же насос.

Характеристика насосу визначається дослідним шляхом при випробуванні на спеціальному стенді головного зразка насоса. Характеристика вноситься в технічні умови на поставку насоса, а також у відповідні каталоги.

Точка перетину характеристик насоса та трубопроводу є робочою точкою системи «насос – трубопровід» (рис. 6.3.). Робоча точка «А» знаходиться справа від номінальних значень подачі та напору, відповідає максимальному значенню ККД насоса. Це свідчить про те, що насос вибрано правильно.

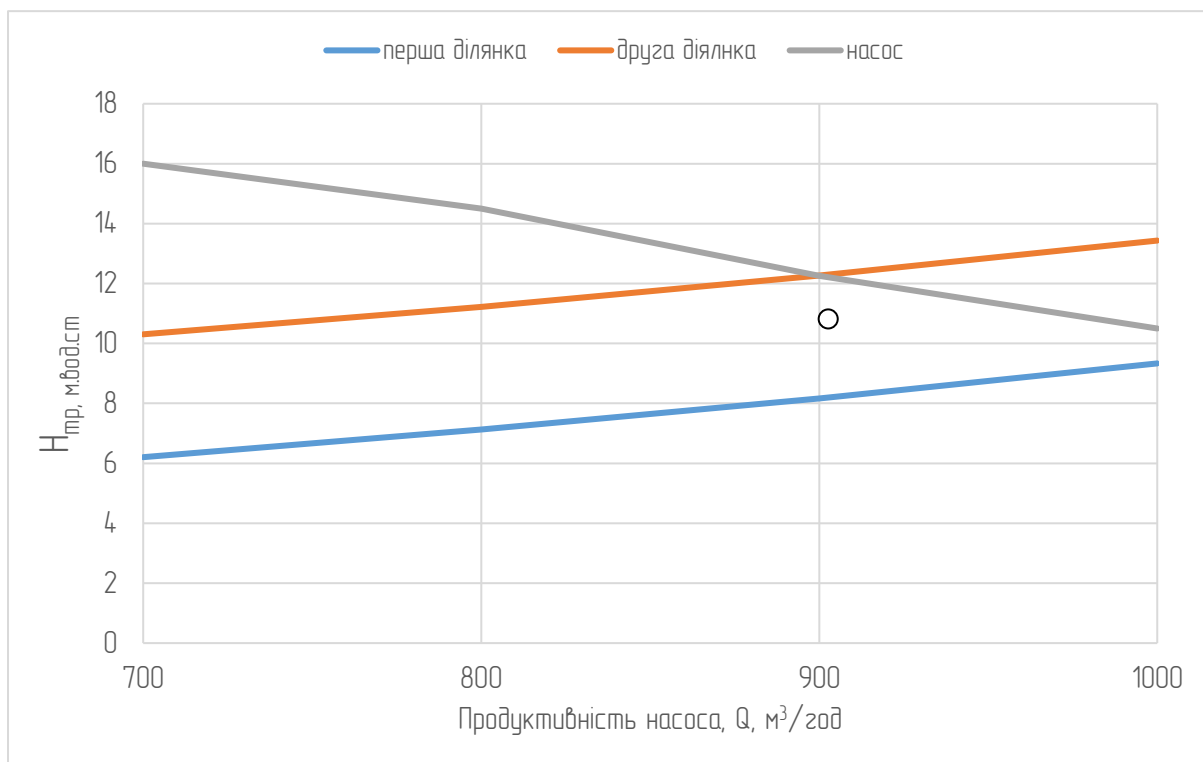


Рисунок 6.3 Графік залежності характеристики трубопроводу та насосу
А — робоча точка

6.3 Оцінка надійності трубопроводів системи

6.3.1 Конструктивні розрахунки системи. Визначення товщини стінки трубопроводів

Згідно Правил Регістру, [24] товщина стінок металевої труди, працюючої під внутрішнім тиском, повинна бути не менше величини, яка визначається за формулою:

$$S = S_0 + B + C,$$

де $C=3,0$ — прибавка на корозію;

S_0 — розрахункова товщина стінки, мм:

$$S_0 = \frac{p \cdot d_n}{2\delta\phi + p},$$

де $d_n=108$ мм — зовнішній діаметр труди;

$p=1,25 \cdot 10^6$ Па — максимальний робочий тиск у трубопроводі;

$\varphi = 1$ — коефіцієнт міцності зварного шву для безшовних труб;

σ — допустиме нормальне напруження, МПа:

$$\sigma = \frac{R_m}{2.7},$$

де $R_m=240$ МПа — тимчасовий опір для сталі 10

$$\sigma = \frac{240}{2.7} = 88.89 \text{ МПа,}$$

тоді

$$S_0 = \frac{1.25 \cdot 108}{2 \cdot 130 \cdot 1 + 1.25} = 0.75$$

Визначаємо величину B — прибавку на фактичне стоншення труб при вигині:

$$B = \frac{d \cdot S_0}{2.5 \cdot K},$$

де R — середній радіус вигину труди: $R=1,25 \cdot d$.

$$B = \frac{d \cdot S_0}{2.5 \cdot K} = \frac{0.75}{3.125} = 0.24$$

У такому випадку мінімальна товщина стінки труди розрахованої ділянки трубопроводу:

$$S=0,75+0,24+3=4 \text{ мм}$$

Приймаємо $S=6$ мм

6.3.2 Визначення температурних видовжень трубопроводу системи

Внаслідок різниці температур під час монтажу та експлуатації у трубопроводі виникають напруження. В результаті перепаду температур трубопровід видовжується на величину:

$$\Delta l = \alpha \cdot \Delta t \cdot l, \text{ мм,}$$

де $\alpha=25,4 \cdot 10^{-6}$ м/мк—коефіцієнт температурного розширення;

$\Delta t=20$ °С — різниця температур між температурою монтажу та температурою експлуатації;

$l=3$ м — довжина відрізка трубопроводу;

$$\Delta l=25,4 \cdot 10^{-6} \cdot 20 \cdot 3=0,0015 \text{ м}$$

Відносне видовження трубопроводу ε :

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l},$$

де $\Delta l=0,0015$ м—абсолютне видовження трубопроводу

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{0.0015}{3} = 0.0005$$

Пов'язане з видовженням трубопроводу напруження δ визначається за формулою

$$\delta = E \cdot \varepsilon,$$

					ВБР. 135. 4217. 18. 03. ПЗ. 06	Арк.
						94
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $E=2 \cdot 10^5$ МПа—модуль Юнга;

$\varepsilon=0,0005$ —відносне видовження.

При розрахунку температурних видовжень трубопроводу повинно виконуватись залежність:

$$\delta < Rm,$$

де $Rm=240$ МПа — межа текучості для сталевих труб.

Тоді $\delta=2 \cdot 10^5 \cdot 0,0005=100$ МПа, так як $\delta < Rm$, то використовувати компенсатори для температурних видовжень немає необхідності [29].

6.3.3 Оцінка надійності

Оцінку надійності елементів трубопроводів виконують на стадіях технічного і робочого проектування. Оцінку надійності можна використовувати номограмний метод.

Відповідно до цього методу усі елементи поділяють на три категорії:

1-а категорія елементів труб—прямі ділянки труб, які визначають ідеальний трубопровід з максимально можливим ресурсом;

2-а категорія елементів труб—елементи масового застосування (фланцеві з'єднання, прогини радіусом не менше $2d_n$ та ін.), які визначають ресурс трубопроводу до його заміни;

3-я категорія елементів труб—елементи з недостатнім ресурсом, які визначають термін служби трубопроводу до його ремонту (крутозагнуті прогини, переходи, відростки труб та ін.) [29].

Визначаємо граничну товщину стінки труб за формулами:

Для елементів труб 2-ої категорії

$$S''_{\text{дон}} = \frac{pd(4R - d)}{4 \cdot \text{ib}(2k - d)}$$

Для елементів труб 3-ої категорії

$$S'''_{\text{дон}} = \frac{(3 \cdot d_n + 2 \cdot d_0)p \cdot d}{3 \cdot d_n \cdot d \cdot \text{ib}}$$

де $p=0,3$ МПа (3 кгс/см²)

$\text{ib}=250$ МПа (2500 кгс/см²)

$$S''_{\text{дон}} = \frac{3 \cdot 349(4 \cdot 2 \cdot 349 - 349)}{4 \cdot 2500(2 \cdot 2 \cdot 349 - 349)} = 0.18 \text{ мм}$$

$$S'''_{\text{дон}} = \frac{(3 \cdot 377 + 2 \cdot 377)3 \cdot 349}{3 \cdot 377 \cdot 2 \cdot 2500} = 0.35 \text{ мм}$$

Визначаємо витрату товщини стінки на корозію:

$$S''_{\kappa} = S - S''_{\text{дон}} = 14 - 0.18 = 13.82 \text{ мм}$$

$$S'''_{\kappa} = S - S'''_{\text{дон}} = 14 - 0.35 = 13.65 \text{ мм}$$

Визначаємо середню нароботку до відказу елементів трубопроводів.

Для цього визначаємо середню нароботку до відказу цинкового покриття по номограмі.

Для баластних трубопроводів приймаємо $k_1=0,3$ —коефіцієнт тривалості роботи трубопроводу у потоці води.

$$v = \frac{Q}{f}$$

$$f = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 0.343^2}{4} = 0.09656 \text{ м}^2$$

$$v = \frac{1900}{0.0956 \cdot 3600} = 5.52 \text{ м/с}$$

За номограмою визначаємо середню напрацювання до відказу сталевих труб.
Для цинкового покриття:

$$T_{cp}'' = 9.2 \text{ р}$$

$$T_{cp}''' = 6.2 \text{ р}$$

Для сталевих труб:

$$T_{cp}'' = 20.6 \text{ р}$$

$$T_{cp}''' = 17.8 \text{ р}$$

Враховуючи коефіцієнта технічного досліджування судна $k_{тч}=0,95$, який враховує вид судна із експлуатації для ремонтів, термін служби визначається:

$$T_{сл}'' = \frac{9.2 + 20.6}{0.95} = 31.3 \text{ р}$$

$$T_{сл}''' = \frac{6.2 + 17.8}{0.95} = 25.2 \text{ р}$$

Нормальний термін служби судна складає 26 років.

Для такого судна експлуатаційно-ремонтний цикл може бути розроблено такий, як показано на рис. 6.4

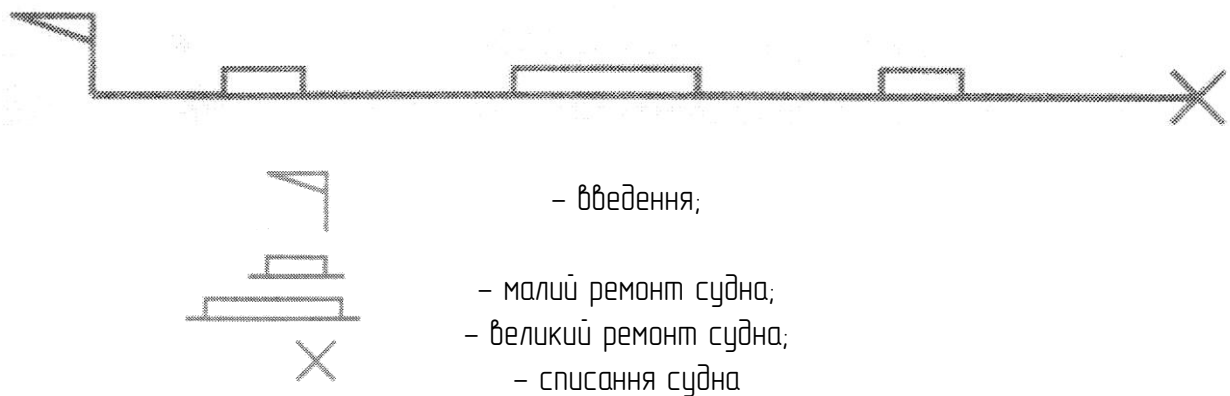


Рисунок 6.4 Експлуатаційно-ремонтний цикл судна

Висновок:

В розділі було приведено опис осушної системи судна, проведено гідравлічний розрахунок відрізка трубопроводу. За визначеними даними отримано дані для підбору насоса. Обрано насос типу “DESMI” продуктивністю 900 м³/годину, напором 0,12 МПа. Проведено оцінку надійності трубопроводів системи та розраховано нормальний термін служби трубопроводів.

					ВБР. 135. 4217. 18. 03. ПЗ. 06	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		96

7 Розробка питань безпечної експлуатації СЕУ

7.1 Правові засади питань безпеки праці

Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, направлених на збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

Правовою основою законодавства охорони праці є Конституція України, закони України «Про охорону праці», «Про охорону здоров'я», «Про пожежну безпеку», «Про використання ядерної енергії», тощо, а також «Кодекс законів про працю України».

Верховна Рада України 14 жовтня 1992 року прийняла Закон України «Про охорону праці». Цей закон визначає основні положення по реалізації конституційного права громадян по охороні їх життя і здоров'я в процесі їх трудової діяльності, регулює за допомогою визначених державних органів відносини між власником підприємства і працівником з питань безпеки та гігієни праці робітничого середовища, встановлює єдиний порядок охорони праці в Україні. [29]

Державні нормативні акти про охорону праці – це правила, стандарти, норми, положення, інструкції та інше, тобто документи, яким належить статус правових норм, обов'язкових для виконання. Законодавством передбачено, що в залежності від сфери дії, акти можуть бути міжгалузевими та галузевими.

7.1.1 Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів при експлуатації ДВЗ. При виконанні робіт з ремонту, обслуговуванню і виготовленню деталей двигуна, робітник може піддатися наступним небезпекам і наступним факторам безпеки пристроїв та технологічного устаткування, електробезпеки, пожежної безпеки, освітлення, шуму, вібрації, мікроклімату.

7.1.2 Безпека пристроїв і технологічного устаткування. Основні вимоги, передбачені правилами Регістра, це безпека для здоров'я і життя людей, надійність і зручність експлуатації, технологічність. Ця безпека забезпечується:

вибором безпечних пристроїв дії конструктивних схем, елементів конструкції;

використання механізації, автоматизації та дистанційного керування;

використання у конструкції засобів індивідуального захисту;

дотримання ергономічних вимог;

включення вимог безпеки в технічну документацію;

використання в конструкції необхідних матеріалів.

Безпосередньо при роботі існують наступні небезпеки:

враження електричним струмом;

поразка від обертових деталей устаткування та об'єктів гострі краї устаткування та заготовок;

опіки від розжарених деталей;

отруєння вихлопними газами.

Для запобігання травматизму, вибираючи конструктивну схему устаткування, необхідно всі частини устаткування, що рухаються, розмістити в корпусах, станинах, котрі мусять бути компактними та мати якнайменше гострих граней, частин що виступають. Забезпечити надійну ізоляцію всіх струмонесучих проводів та розмістити інформаційні повідомлення про наявність високої напруги. Розжарені деталі мусять бути максимально захищені від прямого доступу. Приміщення цеху повинно мати достатню вентиляцію. [14]

7.1.3. Електробезпеність. Широке використання електричної енергії на об'єкті вимагає виділенню цьому питанню особливого значення відповідно Правилам Регістра.

На об'єкті використовуються:

металообробні верстати і устаткування з робочою напругою 380 В, 50 Гц;

переносне металообробне устаткування з робочою напругою 220 В, 50 Гц;

основне освітлення приміщень напругою 220 В, 50 Гц;

переносне освітлення напругою 12 В.

Металообробні верстати встановлюються по ГОСТ 234-217-82 «Обработка металлов резанием», «Правила безпеки». Підключення верстатів мають різноманітний вибір кабелів живлення. Ізоляції, усі рознімачі та вимикачі, поміщені у спеціальні корпуси. Усі верстати мають підключення до контуру заземлення. На кожному верстаті встановлено місцеве освітлення напругою 24 В.

Переносне металообробне обладнання (електродриль, обрізні та зачисні машини) вимагає особливої уваги і подвійної ізоляції всіх частин, що знаходяться під напругою.

Основне освітлення приміщення проходить через автоматичний вимикач. При виникненні короткого замикання, або підвищеного навантаження в мережі автомати спрацьовують, знеструмлюючи лінію ламп або приміщення в цілому. [14]

Переносне освітлення напругою 12 В використовується в оглядових ямах або поза приміщенням. Його підключення можливе від понижуючого трансформатора або акумуляторної батареї.

7.1.4. Пожежна безпека. Приміщення для ремонту та переобладнання двигунів відносяться до категорії В по визначенню пожежної небезпеки. Пальне і важке пальне відповідно Регістру.

Кількість щитів приймається з розрахунку: один щит на 300.. 400 м² виробничої площі, один вогнегасник на 50 м² площі, один ящик з піском об'ємом 0,5 м³ на 100 м² виробничої площі згідно Правил Регістра. Гранично допустима норма концентрації вуглецю не більше 20 мг/м³, аерозолі свинцю 0,01 мг/м³ згідно правил Регістра. На протипожежному щиті повинні бути розміщені ємності для води та піску, багор, лопата, відро. Зберігання легкозаймистих речовин тільки в окремій кімнаті з гарною вентиляцією.

7.1.5. Шум та вібрація. Норми шуму та вібрації забезпечуються згідно САННП № 3223-85 «Санитарные нормы допустимых уровней шума на рабочих местах». При роботі декількох металообробних верстатів створюється шум, що не перевищує 70 дБ — припустимі норми. Для забезпечення нормальної працездатності необхідне зниження шуму, запровадження менш гучних пристроїв і забезпечення робітників персональними навушниками.

Для зменшення вібрації в приміщенні передбачене становлення верстатів та агрегатів на гумові подушки — амортизатори.

					ВБР. 135. 4217. 18. 03. ПЗ. 07	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		98

7.1.6 Мікроклімат у робочому приміщенні. Параметри мікроклімату діють безпосередньо на самопочуття людини. Зниження температури призводить до тепловіддачі організмом тепла, що призводить до переохолодження організму. Підвищення швидкості руху повітря приміщенням погіршує самопочуття, оскільки поліпшує колективний теплообмін процес тепловіддачі та виділення поту. Поява протягів може призвести до захворювання робітничого персоналу. При підвищенні температури повітря має місце зворотнє явище, що при температурі близько 30 °С працездатність значно зменшується. При такій температурі та вологості практично все тепло виділяється у навколишнє середовище при випаровуванні поту. При підвищенні вологості піт не випаровується, а стікає краплями по шкірі. Недостатня вологість призводить до інтенсивного випаровування води зі слизових оболонок і веде до пересихання, розтріскуванню шкіри, забрудненню та ураженню мікробами організму через шкіру.

На сьогодні основними документами, що визначаються параметри і норми мікроклімату у виробничих приміщеннях СанПиН № 4086-86 «Санитарные нормы микроклимата производственных помещений». Параметри наведені в табл. 7.1.

Таблиця 7.1. Параметри мікроклімату

Період року	Температура, °С	Вологість повітря, %	Швидкість руху повітря, м/с
Літо	19-25	40-60	0,2-0,5
Зима	12-19	40-60	0,2-0,3

Для забезпечення заданих умов мікроклімату необхідно:

- а) температура — на літній період встановити кондиціонер повітря, а на зимовий — опалення;
- б) швидкість повітря — контролюється режимом роботи вентилятора системи кондиціонування повітря та забезпеченням надійної ізоляції вікон;
- в) вологість повітря — забезпечується системою вентиляції та кондиціонування.

7.2. Розрахунок штучного освітлення відповідно 14 варіанта.

У приміщенні, де проводиться ремонт та переобладнання двигунів, розраховується мінімальна величина природного освітлення. [21]

Геометричні розміри приміщення:

А — ширина приміщення, А = 23 м;

Б — довжина приміщення, Б = 7 м;

Н — висота підвішування світильників, Н = 4,4 м;

С — площа приміщення, С = 161 м².

Висота робочої поверхні $h_p = 1$ м.

Приймаємо, що в одному світильнику знаходиться одна лампа. Для освітлення приймаю світильник типу ППД-100. Мінімальна освітленість лампами розжарювання за нормами $E_{min} = 100$ лк. Коефіцієнт відображення стелі $\rho_n = 70$ %, стін $\rho_c = 50$ %, робочої поверхні $\rho_p = 10$ %. Напруга мережі 220 В.

Відстань від стелі до робочої поверхні

$$H_0 = H - h_p, \text{ м;}$$

$$H_0 = 4,4 - 1 = 3,4 \text{ м.}$$

Відстань від стелі до світильника

$$H_c = 0,2 \cdot H_0, \text{ м;}$$

$$H_c = 0,2 \cdot 3,4 = 0,68 \text{ м.}$$

Висота підвішування світильника над освітлюваною

$$h = H_0 - h_c, \text{ м;}$$

$$h = 3,4 - 0,68 = 2,72 \text{ м}$$

Висота підвішування світильника над підлогою

$$H_n = h + h_p, \text{ м;}$$

$$H_n = 2,72 + 1 = 3,72 \text{ м}$$

Величина знаходиться в межах норм.

Для досягнення найбільшої рівномірності освітлення приймаємо відношення

$$L/h = 1,5.$$

Відстань між центром світильників

$$L = 1,5H, \text{ м;}$$

$$L = 1,5 \cdot 2,72 = 4,08 \text{ м.}$$

Необхідна кількість світильників

$$N = \frac{S}{L^2}, \text{ шт.};$$

$$N = \frac{161}{4,08^2} = 9,7 \text{ шт.}$$

Приймаємо 10 світильники, два ряди по 5 світильників.

Індекс приміщення

$$i = \frac{AB}{h(A+B)};$$

$$i = \frac{7 \cdot 23}{2,72(7+23)} = 1,97$$

при $i = 2,0$; $\rho_n = 70 \%$, $\rho_c = 50 \%$, $\rho_p = 10 \%$ для світильника типу ППР-500 коефіцієнт використання світлового потоку $\eta = 0,62$ [15].

Світловий потік однієї лампи

$$\Phi = \frac{E_{\min} SK_3 Z}{N \eta}, \text{ лм;}$$

де $Z = 1,15$ — поправний коефіцієнт, що характеризує якість освітлення, прийнято для ламп розжарювання;

$K = 1,3$ — коефіцієнт запасу, що враховує старіння ламп, рівень пильності та забруднення.

$$\Phi = \frac{100 \cdot 161 \cdot 1,3 \cdot 1,15}{10 \cdot 0,62} = 3882 \text{ лм;}$$

За знайденим світловим потоком вибираємо лампу Г215-225-300 потужністю 300 Вт, що має світловий потік 4610 лм, найбільш близький до розрахункового.

При цьому фактична освітленість

					ВБР. 135. 4217. 18. 03. ПЗ. 07	Арк.
						100
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$E_{\phi} = E_n \frac{\Phi_n}{\Phi_p}, \text{ лк};$$

$$E_{\phi} = 100 \cdot \frac{4610}{3882} = 119 \text{ лк}.$$

Загальна потужність освітлювальної установки

$$P_3 = NP_n, \text{ Вт};$$

$$P_3 = 10 \cdot 300 = 3000 \text{ Вт} = 3 \text{ кВт}.$$

Висновок: в даному розділі описано основні заходи з охорони праці в машинному відділенні, а також розраховано штучне освітлення в МО.

Проведено аналіз потенційно небезпечних та шкідливих факторів в МВ та розроблені заходи щодо їх запобігання;

Виконано розрахунок штучного освітлення у виробничому приміщенні відповідно до нормативних вимог.

					ВБР. 135. 4217. 18. 03. ПЗ. 07	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		101

Висновок

У дипломній роботі було розглянуто суднову енергетичну установку судна типу контейнеровоз «HANJIN CALIFORNIA» дедвейтом 51 000 т. Серед розглянутих компонентів були головний двигун, паровий котел, турбокомпресор та одна з загальносуднових систем.

Також в даній роботі розглянуто та розраховано режими роботи СЕУ в результаті чого побудовано діаграми теплових потоків на різних режимах, в тому числі ходовому та стоянковому.

Після розрахунку робочого циклу та динаміки на одному з креслень приведено поперечний розріз головного двигуна. На окремому аркуші креслень після вибору у четвертому розділі приведено повздовжній переріз агрегату наддуву.

Окремо слід відзначити, що в цьому розділі бакалаврської роботи приведено норми з охорони праці в МВ судна.

					ВБР. 135. 4217. 18. 03. ПЗ. 07	Арк.
						102
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Список використаних джерел

1. Шостак В. П. *Потоки енергії в дизельних установках морських суден* : навч. посіб. Миколаїв : НУК ім. адмірала Макарова, 2003. 328 с.
2. Артемов Г. А., Гордов В. М. *Суднові енергетичні установки* : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2002. 312 с.
3. Жидецький В. Ц., Джизирей В. С. *Основи охорони праці* : підручник. Львів : Афіша, 2004. 320 с.
4. Rawson K. J., Tupper E. C. *Basic Ship Theory*. 5th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2001. 688 p.
5. Molland A. F., Turnock S. R., Hudson D. A. *Ship Resistance and Propulsion: Practical Estimation of Propulsive Power*. Cambridge : Cambridge University Press, 2011. 566 p.
6. Carlton J. *Marine Propellers and Propulsion*. 4th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2019. 944 p.
7. Kuiken K. *Diesel Engines for Ship Propulsion and Power Plants*. London : Adlard Coles Nautical, 2012. 392 p.
8. Woodyard D. *Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines*. 9th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2009. 912 p.
9. Heywood J. B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. 2nd ed. New York : McGraw-Hill Education, 2018. 1056 p.
10. Watson N., Janota M. S. *Turbocharging the Internal Combustion Engine*. London : Macmillan Press, 1982. 607 p.
11. Dixon S. L., Hall C. A. *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. 7th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2014. 538 p.
12. Moran M. J., Shapiro H. N., Boettner D. D., Bailey M. B. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 9th ed. Hoboken : Wiley, 2018. 928 p.
13. Zengel Y. A., Boles M. A. *Thermodynamics: An Engineering Approach*. 9th ed. New York : McGraw-Hill Education, 2019. 1040 p.
14. Wagner W., Kretzschmar H.-J. *International Steam Tables*. 2nd ed. Berlin ; Heidelberg : Springer, 2008. 390 p.
15. Karassik I. J., Messina J. P., Cooper P., Heald C. C. *Pump Handbook*. 4th ed. New York : McGraw-Hill, 2008. 1900 p.
16. McGeorge H. D. *Marine Auxiliary Machinery*. 7th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 1995. 432 p.
17. Stopford M. *Maritime Economics*. 3rd ed. London : Routledge, 2009. 840 p.
18. *International Convention for the Safety of Life at Sea (SOLAS), Consolidated Edition 2024*. London : International Maritime Organization, 2024.
19. *International Convention for the Prevention of Pollution from Ships (MARPOL), Consolidated Edition 2022*. London : International Maritime Organization, 2022.
20. *International Safety Management Code and Guidelines on Implementation of the ISM Code*. London : International Maritime Organization, 2018.
21. *Code on Noise Levels on Board Ships. Resolution MSC.337(91)*. London : International Maritime Organization, 2012.
22. *Rules for Classification: Ships*. Høvik : DNV, 2025.

					ББР. 135. 4217. 18. 03. ПЗ. 07	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		103

23. *Safety and Health in Ports*. Geneva : International Labour Office, 2018.
24. Кодекс цивільного захисту України : Закон України від 02.10.2012 № 5403-VI. Відомості Верховної Ради України. 2013. № 34—35. Ст. 458.
25. Про охорону праці : Закон України від 14.10.1992 № 2694-XII. Відомості Верховної Ради України. 1992. № 49. Ст. 668.
26. ДБН В.2.5-28:2018. *Природне і штучне освітлення*. Київ : Мінрегіон України, 2018.
27. ДСТУ EN 12464-1:2016. *Світло та освітлення. Освітлення робочих місць. Частина 1. Робочі місця в приміщеннях*. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2016.
28. ДСТУ ISO 8995-1:2019. *Світло та освітлення. Освітлення робочих систем. Частина 1. Внутрішні робочі місця*. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019.
29. MAN Energy Solutions. *Marine Engines Programme*. Copenhagen : MAN Energy Solutions, 2025.
30. Alfa Laval. *Marine boilers and heat exchangers*. Aalborg : Alfa Laval, 2024.

					ВБР. 135. 4217. 18. 03. ПЗ. 07	Арк.
						104
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		