

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

Кафедра Експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

 **Личко Б.М.**

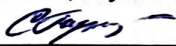
«__» _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Енергетична установка танкеру для перевезення сирої нафти JAARLI

Виконав студент 4211 групи

Крилов А. В.
(підпис) (фамілія ініціали)

Керівник роботи:
Доцент каф. ЕСЕУ та ТЕ, к.т.н.
(посада, науковий ступень вчене звання)

Кузнецова С.А.
(підпис) (фамілія ініціали)

Миколаїв – 2025 р.

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

Кафедра Експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики
Спеціальність 135 Суднобудування
Освітня програма Суднові енергетичні установки та устаткування

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис) Кузнецова С.А.
«__» _____ 2025 р.

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

Студенту _____ Крилову Андрію Вікторовичу
(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: _____ Енергетична установка танкеру для перевезення
_____ сирої нафти JAARLI

Керівник роботи к.т.н., доцент кафедри ЕСЕУ та ТЕ Кузнецова С.А.

Затверджені наказом ректора № _____ від «__» _____ 20__ року

2. Термін подання роботи: «__» _____ 20__ року

3. Вихідні дані по роботі: данні по танкеру для перевезення сирої нафти

Головні розміри: L 249,84, м, B 44,00, м, T 15,1, м; валова місткість 63532 т;
швидкість ходу 12,6 вуз, склад СЕУ: 1 ГД, 1 ГРК, 2+2 ДГ, 2 ДК та ОУ.

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

Розділ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки (ЕУ)

1.1 Загальні відомості про судно

1.2 Основні характеристики

1.3 Морехідні якості

1.4 Загальна характеристика суднової енергетичної установки (СЕУ)

Розділ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки

2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки

2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки

2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи

Розділ 3 Визначення параметрів суднового двигуна (СД) 6G60ME-C9.5

3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна.

3.2 Системи головного двигуна

3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

3.4 Побудова індикаторної діаграми

Розділ 4 Розрахунок характеристик суднового котла (СК) Aalborg D

4.1 Загальний устрій котла

4.2 Вибір компоувальної схеми котла

4.3 Розрахунок процесу горіння

4.4 Тепловий баланс котла

4.5 Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь

Розділ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи (ЗСС) – вантажної.

5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми

5.2 Гідрравлічний розрахунок системи

5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність

трубопроводу

Розділ 6 Охорона праці у машинному відділенні (МВ) судна.

Висновки

Список використаних джерел

5. Перелік презентаційних матеріалів:

1. Структурні схеми СЕУ, таблиця режимів роботи – 1 лист

2. Діаграми потоків теплоти СЕУ на двох режимах роботи та показники ефективності – 1 лист.

3. Поперечний розріз двигуна (ДВЗ) або проточна частина (ГТД) – 1 лист.

4. Компонувальне креслення суднового котла – 1 лист.

5. Схема загальносуднової системи – 1 лист.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
3			
4			
6			

7. Дата видачі завдання «__» 20__ року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна характеристика судна та ЕУ		
2	Визначення ефективності СЕУ		
3	Визначення параметрів СД		
4	Розрахунок характеристик СК		
5	Визначення характеристик ЗСС		
6	Охорона праці у МВ судна		

Завдання прийняв до виконання студент



Підпис

Крилов А.В.

ПІБ

Керівник роботи



Підпис

Кузнецова С.В.

ПІБ

JAARLI – Crude oil tanker



Shipbuilder:**Hyundai Heavy Industry Co., Ltd**
 Vessel's name:**Jaarli**
 Owner/Operator:**Neste**
 Country:**Finland**
 Designer:**Hyundai Heavy Industry Co., Ltd**
 Country:**Republic of Korea**
 Model test establishment used:**Hyundai Maritime Research Institute**
 Flag:**Finland**
 IMO number:**9892432**
 Total number of sister ships already completed (excluding ship presented):**1**
 Total number of sister ships still on order: **0**

In 2015, Finnish oil and energy company Neste completed its departure from shipowning with the sale of its final two vessels. Four years later, it decided to re-enter the arena and ordered a pair of ice-classed LR2 Aframax vessels from Hyundai Heavy Industries. *Jaarli* was delivered in September 2021 as the first of the pair with *Jantuli* following three months later.

When determining what sort of vessel was best suited to its operations, Neste employed the help of Aker Arctic. After deciding against a double acting ship or one with an ice breaker bow, the final choice was a conventional tanker based upon the design principals of the 2005-built *Stena Arctica* but with much improved features. The dimensions of the vessel with its 249.84loa, beam of 44m and draught of 15.1m correspond almost exactly to those of *Stena Arctica*.

Cargo facilities are typical of the type with six pairs of cargo tanks for 125,300m³ capacity and one pair of slop tanks of 1,400m³ each. The ship has three cargo pumps of 3,000m³/h capacity supplied by Hamworthy Pumps marking that company's return to the mainstream after being sold off by Wärtsilä in 2018. The ship is powered by a MAN B&W 6G60ME-C9.5 main engine which has an NCR of 11,220kW at 84.5rpm and an MCR of 15,646kW at 94.4rpm.

Intended service area for the vessel is the Baltic Sea from Russia's Primorsk and Ust-Luga terminals to Porvoo and Naantali in Finland. Thus the ship has been designed for the 1A Finnish-Swedish Ice Class with Ice Class 1A FS notation and has ice navigating capability. A high lift rudder for good manoeuvring characteristics and ice-knife are fitted. There is a rudder bulb to improve propulsion efficiency and a controllable pitch propeller.

Other modern features include a cyber security system arranged in accordance with the requirements for the LR's Cyber Security notation and HYUNDAI-ISS (Integrated Smart ship Solution) to help

voyage monitoring, route optimisation, fuel/energy flow monitoring, performance analysis and reporting.

TECHNICAL PARTICULARS

Length oa:249.84m
 Length bp:238.90m
 Breadth moulded:44.00m
 Depth moulded
 to main deck:21.40m
 to upper deck:21.40m
 Width of double skin
 side:2.35m
 bottom:2.60m
 Draught
 scantling:15.1m
 design:13.60m
 Gross:63,532t
 Deadweight
 scantling:112,459t
 design:97,727t
 Speed, service (~%MCR output):13.9knots
 Cargo capacity (m³)
 Liquid volume:125,334.6
 Bunkers (m³)
 Heavy oil:2,327.3
 Marine gas oil:427.1
 Water ballast (m³):44,318.0
 Daily fuel consumption (tonnes/day)
 Main engine only:43.4
 Classification society and notations:Lloyd's Register
 +100A1, Double Hull Oil Tanker, CSR, ESP, ShipRight (ACS(B, C) CM), *IWS, LI, SPM4, ECO (BWT, P, VECs-L), +LMC, UMS, BWTS, NAV1, IBS, Ice Class1A FS with descriptive Notes, ShipRight (BWMP(T), SCM, IHM, MPMS), Cyber Security (ICMS, HISS), SERS
 Propulsion
 Main engine(s)
 Design:Hyundai-MAN B&W
 Model:6G60ME-C9.5
 Manufacturer:HHI Engine & Machinery Division
 Number:1
 Type of fuel:LFO / ULSFO / MGO
 Output of each engine: MCR:15,646kW x 94.4rpm / NCR: 11,220kW x 84.5rpm
 Is this a diesel-electric or hybrid?:N
 Propeller(s)
 Material:Ni-Al-Bronze
 Designer/Manufacturer:Kongsberg
 Number:1
 Fixed/Controllable pitch:Controllable
 Diameter:7.8m
 Diesel-driven alternators
 Number:4
 Engine make/type:Hyundai HIMSEN 9H25/33 x 2sets, 6H25/33 x 2sets
 Type of fuel:LFO, ULSFO, MGO
 Alternator make/type:HFC7 716-08P x 2 sets, HHC7 636-08P x 2 sets

Output/speed of each set:2,650kW x 2 sets, 1,790kW x 2 sets, 900rpm

Boilers

Number:2
 Type:large oil-fired boiler
 Make:Alfa Laval
 Output, each boiler:15t/h x 2 sets
 Stern appendages/special rudders:Full spade rudder

Bow thruster

Make:Kawasaki
 Number:2
 Output (each):Max. 1,700kW

Deck machinery

Cargo cranes/cargo gear

Number:2
 Make:Oriental
 Type:Electro-Hydraulic
 Performance:SWL 15t

Other cranes

Number:2
 Make:Oriental
 Type:Electro-Hydraulic
 Tasks:Provision
 Performance:SWL 4t / 2t

Mooring equipment

- Foreship:2 Windlass, 1 Mooring Winch
 - Upper Deck:2 Mooring Winch
 - Stern Deck:3 Mooring Winch
 Make:Kongsberg
 Type:Electric

Special lifesaving equipment

Number of each and capacity:1 x 34 persons
 Make:Viking Norsafe
 Type:Totally enclosed free-fall type

Cargo tanks

Number:12 (excl. slop tanks)
 Grades of cargo carried:3 Groups
 Product range:Crude Oil

Cargo pumps

Number:3
 Type:Vertical Centrifugal Single Stage, Variable Speed Electric Motor Driven.
 Make:Hamworthy Pump(Wärtsilä)
 Capacity (each):3,000m³/h x 130mTH

Cargo control system

Make:Scana Korea
 Type:Hydraulic type valve remote control

Ballast control system

Make:Scana Korea
 Type:Hydraulic type valve remote control

Ballast water treatment system

Make:Alfa Laval
 Capacity:3,000m³/h x 2 set, 250m³/h x 1 set

Complement

Officers:9
 Crew:14
 Suez/Repair Crew:6
 Riding Crew:8

Navigation and other equipment

Bridge control system

Make:Hyundai Global Service
 Type:One man
 Is bridge fitted for one-man operation?Y

Integrated bridge system:

.....Y
 If yes, make:JRC
 Model:GRD-921

Radars

Number:2
 Make:JRC
 Model(s):JMR-9282-S, JMR-9225-6X

Fire detection system

Make:Consilium
 Type:Salwico Cargo

Fire extinguishing systems

Engine room:CO₂ Fire Extinguishing Sys

Make/Type:Fain/CO₂ Fire Extinguishing Sys.

Waste disposal plant

Sewage plant

Make:Evac Oy
 Model:Ecotreat 2

Efficiency

Attained EEDI value:3.58
 Required EEDI value:3.76

Energy Saving Technologies:

.....Rudder bulb
 Hull coatings:Marathon IQ 2 & Jotun Seaquantum POR U

Contract date:28 June 2019

Launch/float-out date:15 June 2021

Delivery date:30 September 2021



АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота на здобуття ступеня вищої освіти бакалавр виконана згідно завданню кафедри Експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики, що висвітлено у бланку завдання. Для розробки обрано танкер JAARLI під номером ІМО 9892432, що транспортує сиру нафту для потреб Фінляндії. Робота містить опис та розрахунки, що стосуються: самого судна та його характеристик; складу СЕУ та ефективності її роботи при ходовому з вантажем та стоянковому з вантажними операціями режимам; розвинений огляд конструкції, систем та визначення індикаторних показників головного двигуна 6G60ME - C9.5; конструкції допоміжних котлів паропродуктивністю 15 т/год, визначення площі їх теплообмінної поверхні та топкового простору; розробку спеціалізованої вантажної системи для таких суден. Графічна частина виконана згідно завданню та включає: структурну схему СЕУ, таблицю режимів роботи судна та елементів СЕК та них, перерізи судна по ДМ та МШ; діаграми потоків теплоти елементів СЕУ на визначених режимах роботи судна; поперечний перетин МОД 6G60ME - C9.5 з зазначенням основних габаритів та елементів двигуна; перерізи Aalborg D-type, що надає уяву про габарити, компоновку котла; схему вантажної системи у аксонометрії, визначення продуктивності його насосів. Кваліфікаційна робота бакалавра (КРБ) включає пояснювальну записку на 92 сторінках, що містить 19 рисунка, 16 таблиць та має посилання на 21 літературних джерел. Робота пройшла перевірку на плагіат.

Ключові слова: суднова енергетична установка, танкер, головний дизельний двигун, допоміжний котел Aalborg D-type, вантажна система.

ABSTRACT

The bachelor's qualification thesis was completed in accordance with the assignment issued by the Department of Operation of Marine Power Plants and Thermal Power Engineering, as outlined in the official task form. The tanker JAARLI (IMO 9892432), used for transporting crude oil for the needs of Finland, was selected as the subject of the study. The work includes descriptions and calculations related to: the vessel itself and its specifications; the configuration of the ship's power plant (SPP) and its operational efficiency in cruising mode with cargo and in parking mode with cargo operations; a detailed review of the construction, systems, and performance indicators of the main engine 6G60ME-C9.5; the design of auxiliary boilers with a steam capacity of 15 t/h, including determination of the heat exchange surface area and the furnace volume; - the development of a specialized cargo system for this type of vessel. The graphical part was completed in accordance with the assignment and includes: a structural diagram of the SPP; a table of operational modes for the ship and SPP components; vessel cross-sections along the CL and ML; heat flow diagrams for SPP components under defined operating modes; a cross-sectional drawing of the main engine 6G60ME-C9.5 with key dimensions and components indicated; - sectional views of the Aalborg D-type boiler showing its layout and overall dimensions; an axonometric diagram of the cargo system, including pump capacity calculations. The bachelor's qualification thesis includes an explanatory report of 92 pages, containing 19 figures, 16 tables, and references to 21 literary sources. The thesis has passed a plagiarism check.

Keywords: ship power plant, tanker, main diesel engine, Aalborg D-type auxiliary boiler, cargo system.

					КРБ.6.135.4211.05.А.ПЗ	Лист
Зм.	Лист	№ документа	Підпись	Дата		

Анотація

Перелік прийнятих скорочень

Вступ

Розділ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки

1.1 Загальні відомості про судно

1.2 Основні характеристики судна

1.3 Морехідні якості

1.4 Загальна характеристика суднової енергетичної установки

Розділ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки

2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки (ЕУ)

2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки

2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи

Розділ 3 Визначення параметрів суднового двигуна 6G60ME-C9.5

3.1 Загальний устрій та характеристики головного двигуна.

3.2 Системи головного двигуна

3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

3.4 Побудова індикаторної діаграми

Розділ 4 Розрахунок характеристик суднового котла Aalborg D

4.1 Загальний устрій котла

4.2 Вибір компоновальної схеми котла

4.3 Розрахунок процесу горіння

4.4 Тепловий баланс котла

4.5 Тепловий розрахунок теплообмінної поверхні топки та конвективного притопкового пучка

					КРБ.6.135.4211.05.3.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи – вантажної

5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми

5.2 Гідравлічний розрахунок системи

5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок трубопроводу на міцність

Розділ 6 Охорона праці у машинному відділенні судна

6.1 Загальний відомості

6.2 Розрахунок штучного освітлення у машинному відділенні

Висновки

Список використаних джерел

					КРБ.6.135.4211.05.3.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ

IMO – International Maritime Organization;

EEDI – Energy Efficiency Design Index;

ECAs – Emission Control Areas;

LFO – Light Fuel Oil Fuel;

LR – Lloyd's Register;

MCR – Maximum Continuous Rating, це найвища потужність або частота обертання, яку може витримувати дизельний двигун протягом тривалого часу без ушкоджень. Це максимальний рівень, при якому обладнання може працювати неперервно – номінальна потужність, частота обертання.

MGO – Marine Gas Oil Fuel, морське газойльове пальне, що відноситься до легких палив;

NCR – Normal Continuous Rating, це менша потужність або частота обертання, за якої двигун працює під час звичайної експлуатації. NCR зазвичай становить близько 60-80% від MCR;

SFOC – Specific Fuel Oil Consumption;

SWL – short wave listener, радіомотор;

ULSFO – ultra low sulfur fuel, мазут з низьким вмістом сірки.

АДГ – аварійний дизель-генератор;

ГД – головний двигун;

ГРК – гвинт регульованого кроку;

ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння;

ДГ – дизель-генератор;

ДК – комбінований котел;

ДУ – дизельна установка;

ЗСС – загально суднові системи;

ЕГ – електро-генератор;

КВТ – коефіцієнт використання теплоти;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

					КРБ.6.135.4211.05.С.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

КНА – компресор надувного агрегату;
 КУ – котельна установки;
 МВ – машинне відділення;
 МОД – малообертовий дизельний двигун;
 ОУ – опріснювальна установка;
 ПТД – первинний тепловий двигун;
 ПУ – пропульсивна установка;
 СД – судновий двигун;
 СР з ВО – стоянковий режим вантажними операціями;
 СР без ВО – стоянковий режим без вантажними операціями;
 СЕС – суднова електростанція;
 СЕУ – суднова енергетична установка;
 ХР – ходовий режим;
 ЕГ – електро-генератор;
 ЕУ – енергетична установка.

					КРБ.6.135.4211.05.С.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Аналіз світового транспортного торгівельного флоту за даними 2022 року показує, що танкерний флот складає 11,5%, в нього входять як судна, що транспортують сиру нафту, так і такі, що транспортують хімічні речовини. За габаритами ці судна складають 24,7% флоту та поступаються лише балкерам, які встановлюють 43,5%. А ось по тоннажу такі танкери є найбільші, ніж навіть балкери. Крім танкерів та балкерів, до суден з великим тоннажем відносять контейнеровози. Так судна (танкери, балкери та контейнеровози) склали 84,7% в якості великих і 80,6% як дуже великих, що говорить, що для танкерів характерне збільшення тоннажу, особливо для тих, що транспортують нафту [1].

Такі судна вважаються економічними із-за значного тоннажу нафти та застосування надійних, ефективних та простих у експлуатації установок та їх систем.

Для підтвердження цього у кваліфікаційній роботі було розглянуто ці основні вимоги, що мають замовники до суднової енергетичної установки та її основних елементів – головного двигуна, дизель-генераторів та котлів.

Результати дозволяють не тільки підтвердити ефективність роботи СЕУ у цілому, але і запропонувати напрямки можливого подальшого вдосконалення з урахуванням необхідності забезпечення і охорони довкілля.

					КРБ.6.135.4211.05.В.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211.05.01.ПЗ										
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Загальна характеристика судна та енергетичної установки				Літ		Аркуш		Аркушів		
Студент	Крилов А.В.								У			1			
									НУК ім. адмірала Макарова						
Керівник	Кузнецова С.А.														

РОЗДІЛ 1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА ТА ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

1.1. Загальні відомості про судно

У 2015 році фінська нафтоенергетична компанія Neste завершила вихід із судноплавства, продавши два свої останні судна. Через чотири роки ця компанія вирішила повторно вийти на арену перевезення нафти і замовила пару суден льодового класу LR 2 Aframax у компанії Hyundai Heavy Industries Co Ltd. Ця компанія відповідала як за проектування, так і за будівництво, а випробування виконувала Hyundai Maritime Research Institute [2].

Jaarli був введений у експлуатацію у вересні 2021 року, це перше судно із пари, а інше Jantuli - трьома місяцями пізніше. При визначенні того, який тип судна найкраще підходить для операцій у водах зі льодом, компанія Neste звернулася за допомогою до Aker Arctic. Після ухвалення рішення про вибір судна подвійного призначення – ледокол, що враховує можливість працювати увесь рік або судна з криголамним носом. Остаточним вибором став звичайний танкер, заснований на принципах конструкції судна Stena Arctica, побудованого в 2005 році, але зі значно покращеними характеристиками носової кінцівки. Розміри судна завдовжки 249,84 м, шириною 44 м і осадкою 15,1 м майже точно відповідають розмірам судна Stena Arctica. Вантажні приміщення типові для цього типу суден – шість парних вантажних танків об'ємом 125300 м³ та однією парою відстійних танків об'ємом 1400 м³. На судні встановлено три вантажні насоси продуктивністю 30000 м³/год, що поставляються компанією Hamworthy Pumps, яка повернула їх на основний потік після продажу компанією Wärtsilä у 2018 році.

Передбачалась зона обслуговування судна – Балтійське море від російського Примор'я та терміналу Усть-Луга до Порвоо та Наанталі у Фінляндії. Таким чином, судно було спроектовано для фінсько-шведського льодового класу 1А з відсутністю льодового класу 1AF та має навігаційні можливості. Оснащено високопідйомним кермом для хороших характеристик та льодовим носом. Є

					КРБ.6.135.4211.05.01.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

бульб керма для підвищення ефективності руху та гвинт із регульованим кроком. Інші сучасні функції включають систему безпеки, організовану відповідно до вимог кібербезпеки LR's та HYUNDAI-ISS (інтегроване інтелектуальне рішення) для моніторингу водіння, оптимізації маршруту, моніторингу витрат палива/енергії, виконання аналізу та звітності.

Вказано і показник EEDI на 3,58% нижчий за базовий рівень – 3,76 [2]. Це показує, що охорона навколишнього середовища та виконання вимог MARPOL 73/78 на цьому судні знаходяться на високому рівні. [3]

Судно знаходиться під контролем Lloyd's Register Group Limited (Lloyd's Register – LR).



Рис.1.1 Вид танкеру Jaarli на правий борт

За сучасними даними та за номером IMO 9892432, це судно здійснює рейсові лінії між портами GDANSK Польща, MONGSTAD Норвегія, HOUND POINT Велика Британія чи Сполученого королівства Великої Британії та Північної Ірландії, PORVOO Фінляндія, ROTTERDAM Нідерланди, FREDERICIA Німеччина [4, 5]. Регіон експлуатації – Балтійське та Північне моря.

1.2. Основні характеристики судна

Призначення та габарити судна, його корпус в значній мірі впливають на судову енергетичну установку, а саме на склад та параметри її елементів. Для

					КРБ.6.135.4211.05.01.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

облегшення сприйняття цієї інформації вона наведена у табличній формі (табл. 1.1) за даними [2]

Таблиця 1.1 Основні характеристики судна та пристрої

Назва характеристики, одиниці виміру	Значення, примітки
1	2
Довжина між перпендикулярами, м	238,9
Висота борту судна до головної/верхньої палуби, м	21,4
Висота подвійного дна:	
- по бортам, м	2,35
- по днищу, м	2,60
Осадка:	
- конструктивна, м	15,10
- проектна, м	13,60
Валова місткість, т	63532
Дедвейт:	
- конструктивний, т	97727
- проектний, т	112459
Вантажопідйомність, м ³	125334,6
Бункеровка, м ³ :	
Об'єм пального у цистернах запасу:	
- важке паливо (Heavy oil – ULSFO), м ³	2327,3
- дизельне паливо (Diesel oil – LFO/MDO), м ³	
- морське газойльне пальне (MGO), м ³	427,1
Об'єм водяного баласту, м ³	44318,0
Добова витрата палива головний двигун, т/добу	43,4
Склад команди	
- офіцери/команда, чол.	9/14
- бригади ремонтна/лоцманська, чол.	6/8
Підрулюючий пристрій	
- кількість	2
- виробник	Kawasaki
- потужність максимальна, кВт	1700
Вантажні/провізійні крани:	
- кількість	2/1+1
- виробник	Oriental/Oriental
- тип	Electro-hydraulic/Electro-hydraulic
- мотор	SWL/SWL
Вантажопідйомність (вантажні/провізійні), т	15/4 та 2
Обладнання для швартування	
- розташування по судну, кількість: носова частина; верхня палуба; кормова частина	Ніс: 2 брашпіля та 1 якірно-швартова лебідка; Верх. пал.: 2 швартових лебідки; Корма: 3 швартових лебідки
- виробник	Kongsberg
- тип	електричні

Продовження табл. 1.1

1	2
Рятувальні засоби:	
- кількість засобів / вмістимість людей	1/32
- дизайн	Закритого типу, вільного падіння
- виробник	Viking Norsafe
- тип для спускання	з вільним жолобом
Вантажні насоси/Система контролю вантажними операціями:	
- кількість (насоси/система)	3/1
- виробник	Hamworthy Pump(Wärtsilä)/Scana
- тип (насоси/система)	Вертикальний, відцентровий , одноступеневий з електродвигуном зі змінною швидкістю / Дистанційне керування гідравлічними клапанами
- Параметри насосів (продуктивність, м ³ /год/ напір, м вод. стовпа)	30000/130
Системи водяного баласту/ контролю баласту:	
- виробник	Alfa Laval/ Scana
- продуктивність насосів для цистерн бортових подвійних/носової одинарної, м ³ /год	2×3000/1×250
- тип системи	дистанційне керування гідравлічними клапанами
Системи пожежогасіння/пожежної сигналізації:	
- виробник	Fain /Consilium
- тип пожежної сигналізації	Salwico Cargo
- машинне відділення	CO ₂

Для забезпечення безпечного перебування у морі екіпажу згідно міжнародній конвенції (МК) СОЛАС-74 [6] крім групових та індивідуальних засобів безпеки, встановлено 2 радара фірми JRC: JMR - 9282 – S та JMR - 9225 - 6X для забезпечення максимальної безпеки ходу судна за рахунок відстеження руху інших суден або об'єктів у режимі реального часу.

Для запобігання засміченню навколишнього середовища на вимогу Марпол 73/78 [3] встановлено пристрої, що очищення чорних стічних вод – Ecotreat 2 фірми Evas O.

1.3 Морехідні якості

При проектуванні пропульсивної установки були закладені рішення для забезпечення швидкості руху в 13,9 вузлів при номінальній потужності головного двигуна MAN B&W 6G60ME - C 9.5 – MCR 15646 кВт та 94,4 об./хв, а при

					КРБ.6.135.4211.05.01.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

експлуатаційній потужності що складає NCR 11220 кВт при 84,5 об/хв 12,6 вузлів [2, 4].

Автономність та дальність плавання визначаються за запасами пального, провізії та прісної води на судні. За даними [2] визначені лише запаси пального, тому спираємося на цю інформацію і визначаємо ці морехідні якості саме за запасами пального.

Для ГД, ДГ зазначено, яке саме використовується пальне – ULSFO, що вважається мазутом із наднизьким вмістом сірки менше 0,1 % аналог моторного (ДТ) з густиною 930 кг/м³ та нижчою теплотою згорання 41500 кДж/кг, а в якості легкого пального застосовують MGO густиною 870 кг/м³ і 42500 кДж/кг. Низький вміст сірки, дозволяє використання цих видів пального навіть у зонах контролю викидів (ECAs). Застосування котлів необхідно як на ходовому, так і стоянковому режимах, тому обираємо MGO як основне пальне. Для ГД та ДГ: ULSFO основне пальне що використовується 85% часу, тоді 15% - легке пальне (MGO), що використовується на часткових режимах наприклад запуск, перехідний режим зміни потужності, зупинка.

Основними користувачами пального є головний двигун (ГД) – 6G60ME-C9.5, дизель-генератори (ДГ) з первинним тепловим двигуном внутрішнього згорання (ПТД) – 9H25/33 та 6H25/33, а також допоміжні котли (ДК) – Aalborg D.

Враховуючи статистичні данні [5], час переходів між зазначеними портами складає 3-11 діб, а стоянка у портах 16 – 48 годин. Так як автономність – це найбільший час без поповнення запасів, тоді аналізуємо більші значення режимів роботи судна. Стоянковий 48 годин та ходовий – 288 годин, а сумарний 336 годин. Тоді у відсотках ходовий режим (ХР) складе 86% і стоянковий (СР) 14%, з них 10% з вантажними операціями (СР з ВО) та 4% без вантажних (СР без ВО).

Розрахунок автономності та дальності плавання

Сумарна добова витрата пального під час переходу (працює 1 ГД , 1 ДГ₁ та 2 ДК)

$$V_{\text{добULSFO}}^{\text{СЕУХР}} = V_{\text{добULSFO}}^{\text{ГД}} + V_{\text{добULSFO}}^{\text{ДГ1}} + 2V_{\text{добULSFO}}^{\text{ДКХР}} = 39,66 + 11,38 + 26,24 = 77,28 \text{ м}^3$$

					КРБ.6.135.4211.05.01.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_{\text{добMGO}}^{\text{CEYXP}} = V_{\text{добMGO}}^{\text{ГД}} + V_{\text{добMGO}}^{\text{ДГ1}} + 2V_{\text{добMGO}}^{\text{ДК}} = 7,48 + 2,10 + 2 \cdot 13,70 = 36,98 \text{ м}^3$$

На стоянковому режимі з вантажними операціями (1ДГ₁, 2ДГ₂ та 2ДК)

$$V_{\text{добULSFO}}^{\text{CEYCP з BO}} = V_{\text{добULSFO}}^{\text{ДГ1}} + 2V_{\text{добULSFO}}^{\text{ДГ2}} = 11,38 + 2 \cdot 7,31 = 26,00 \text{ м}^3$$

$$V_{\text{добMGO}}^{\text{CEYCP з BO}} = 1V_{\text{добMGO}}^{\text{ДГ1}} + 2V_{\text{добMGO}}^{\text{ДГ2}} + 2V_{\text{добMGO}}^{\text{ДК}} = 2,1 + 2 \cdot 1,35 + 2 \cdot 27,31 = 59,42 \text{ м}^3$$

без вантажних операцій (ДГ та ДК)

$$V_{\text{добULSFO}}^{\text{CEYCP без BO}} = V_{\text{добULSFO}}^{\text{ДГ}} = 11,38 \text{ м}^3$$

$$V_{\text{добMGO}}^{\text{CEYCP без BO}} = V_{\text{добMGO}}^{\text{ДГ1}} + 2V_{\text{добMGO}}^{\text{ДК}} = 2,10 + 2 \cdot 27,31 = 56,72 \text{ м}^3$$

Тоді усереднена добова витрата палива складе

Для важкого пального, м³

$$(V_{\text{добULSFO}}^{\text{CEY}} = 0,86V_{\text{добULSFO}}^{\text{CEYXP}} + 0,10V_{\text{добULSFO}}^{\text{CEYCP з BO}} + 0,04V_{\text{добULSFO}}^{\text{CEYCP без BO}}) \cdot k =$$

$$(0,86 \cdot 77,28 + 0,10 \cdot 26,00 + 0,04 \cdot 11,38) \cdot 1,2 = 83,42$$

Для легкого пального, м³

$$(V_{\text{добMGO}}^{\text{CEY}} = 0,86V_{\text{добMGO}}^{\text{CEYXP}} + 0,10V_{\text{добMGO}}^{\text{CEYCP з BO}} + 0,04V_{\text{добMGO}}^{\text{CEYCP без BO}}) \cdot k =$$

$$(0,86 \cdot 36,98 + 0,10 \cdot 59,42 + 0,04 \cdot 56,72) \cdot 1,2 = 40,01$$

Де $k = 1,1-1,2$ – коефіцієнт запасу пального на рейс

Автономність складає по запасам

Важке пальне

$$T = V_{\text{ULSFO}} / V_{\text{добULSFO}}^{\text{CEY}} = 2327,3 / 83,42 = 28 \text{ діб}$$

Легке пальне

$$T = V_{\text{MGO}} / V_{\text{добMGO}}^{\text{CEY}} = 427,1 / 40,01 = 11 \text{ діб}$$

Приймаємо значення автономності за легким паливом 11 діб та дальність плавання при швидкості 12,6 вузлів до 3326 миль.

1.4 Загальна характеристика суднової енергетичної установки

Суднова енергетична установка (СЕУ) включає чотири установки: пропульсивну, що забезпечує рух судна; суднову електричну установку – забезпечує електричною енергією усіх користувачів на судні у тому числі і роботу потужних вантажних насосів; котельну установку – забезпечує теплом, а саме парою, що використовується у спеціалізованій системі підігріву вантажу;

					КРБ.6.135.4211.05.01.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

опріснювальну установку – виробляє прісну воду для потреб судна, екіпажу та СЕУ.

Крім установок ще є системи: паливна, масляна, охолодження, подачі повітря, відведення газів, стиснутого повітря, парова та конденсатно-живильна, без яких не можлива робота СЕУ.

До складу пропульсивної установки (ПУ) крім ГД входить пряма передача, валопровід та гвинт регульованого кроку (ГРК).

Суднова електростанція (СЕС) включає чотири ДГ різної потужності 2 на 2, аварійний дизель-генератор (АДГ), головний розподільчий щит (ГРЩ) і кабелі що об'єднують їх. В якості АДГ пропонується використання D2842 з двигуном внутрішнього згоряння (ДВЗ) MAN B&W – 12-циліндровим V-подібним потужністю 410 кВт.

Котельна установка (КУ) складається з двох потужних паливних котлів Aalborg або Alfa Laval паропродуктивністю 15 т/год.

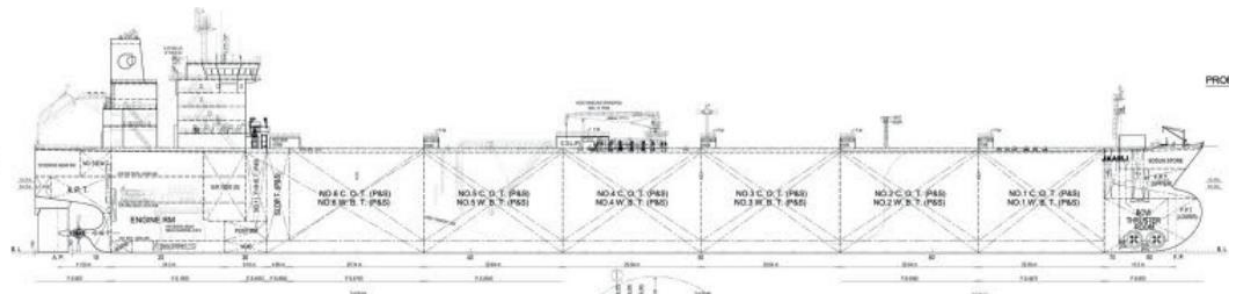
Опріснювальна установка, що використовує спосіб отримання прісної води з морської – дистиляцію при використанні прісної води охолодження ГД визначається по продуктивності, що визначена у розділ 2 та обрана марка установки.

Для розміщення СЕУ використовується спеціалізоване приміщення – машинне відділення (МВ). Його розташування по довжині судна вносить свій вплив перш за все на довжину валопроводу, втратам потужності на ньому. Тому кормове розташування для танкерів є збалансованим для розташування як вантажних відсіків, так і безпечне розташування СЕУ у МВ над яким не має танків.

Для керуванням роботою елементів СЕУ є центральний пост керування (ЦПК). Він найчастіше знаходиться за межами МВ, що відповідає класу автоматики А1. В ЦПУ розміщенні пульти управління та контролю за роботою СЕУ.

У машинному відділенні також розташовуються видаткові паливні, масляні цистерни, приміщення паливної апаратури.

					КРБ.6.135.4211.05.01.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



а



б



в

Рис. 1.2 Розташування машинного відділення на танкері Jaarli

а – переріз по діаметральній площині; б – вид зверху з розташуванням ГД та ДГ; в – вид зверху з розташуванням ГД та ДК.

Висновки по 1 розділу:

1. До складу СЕУ танкеру Jaarli входить одновальна пропульсивна установка з МОД потужністю 11200 кВт, що працює на ГРК через валопровід, два ДГ потужністю 2650 кВт та два на 1790 кВт з частотою обертання 900 об/хв, один з найбільшою потужністю є резервним та АДГ потужністю 410 кВт, та два ДК продуктивністю 15 т/год, що використовують пальне ULSFO та MGO.
2. При розрахунках автономності враховується зміни склад працюючих елементів, а витрати пального на АДГ не враховуються так, як від не працює на ходовому та стоянковому режимах. Автономність за запасами легкого пального складає 11 діб, що співпадає з даними перебування у портах, а дальність плавання при швидкості 12,6 вузлів склала 3326 милі.

					КРБ.6.135.4211.05.01.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211.05.02.ПЗ		
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Визначення ефективності суднової енергетичної установки		
Студент		Крилов А.В.					
Викладач		Кузнецова С.А.					
					Літ		
					Аркуш		
					Аркушів		
					У	1	
					НУК		
					ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 2. ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СУДНОВОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ.

2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки.

2.1.1 Головний двигун

На судно встановлено малообертовий дизельний двигун (МОД) фірми Hyundai Motors - MAN B&W. Це говорить про те, що Hyundai Motors отримала ліцензію на виробництво цих двигунів від ліцензіату MAN B & W на 6G60ME-C9.5. Це крейцкопфний реверсивний двигун з вбудованим упорним підшипником, з наддувом та електронним керуванням клапанів. За екологічними показниками по викидам NO_x відповідає Tier II.

Двигун може використовувати два види палива ULSFO або MGO [2, 7]

- кількість	$i = 1$
- марка	6G60ME-C9.5
- експлуатаційна потужність (0,71 MCR)	$N_e^{\Gamma Д} = 11200 \text{ кВт}$
- частота обертів	$n = 84,5 \text{ хв}^{-1}$
- питома витрата пального	$g_e^{\Gamma Д} = 0,166 \text{ кг/(кВт·год)}$
- степінь підвищення тиску повітря в КНА ДВЗ	$\pi_k = 3,41$
- коефіцієнт корисної дії надувного компресору	$\eta_k = 0,87$
- сумарний коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha_{\Sigma} = 2,9$
- температура відпрацьованих газів	$T_{\Gamma}^{\Gamma Д} = 508 \text{ К}$
- температура повітря на вході в надувний компресор	$T_{\Pi} = 298 \text{ К}$
- нижча теплота згоряння легкого палива	$Q_i^r = 42700 \text{ кДж/кг}$
- коефіцієнт корисної дії валопроводу	$\eta_{\text{вп}} = 0,99$
- пропульсивний коефіцієнт	$\eta = 0,68$

Більш розширено інформація по двигуну надається у розділі 3.

					КРБ.6.135.4211.05.02.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1.2 Головні суднові передачі, муфти, валопровід та рушій

Вихідний фланець двигуна поєднується з валопроводом, а для зменшення вібрації застосовується муфта RATO. Це сама ефективна та надійна передача, але вона застосовується при однакових частотах МОД та гребного гвинта.

Гребні гвинти регульованого кроку (ГРК) поступаються в ККД гвинтам фіксованого кроку, що впливає на пропульсивний ККД. Рушій регульованого кроку більш складний у експлуатації, але дозволяє виконувати більш швидко розвертання. Керованості судна приділено багато уваги. Крім реверсивного двигуна тут використовується для підрулювання ГРК у кормі, а носова кінцівка має два підрулюючих пристрої. Гвинт виконано з нікель – алюміній – бронзи фірмою Kongsberg без протикавітаційної насадки. Частота обертання 84,5 хв⁻¹. Діаметр гвинта 7,8 м. [2]

Валопровід, невеликий за довжиною, складається з проміжного валу від двигуна та гребного валу з насадженим гвинтом, які з'єднуються між собою цільнокованими фланцями, однією з'єднувально-роз'єднувальною муфтою фрикційного типу для забезпечення надійності.

Методика визначення діаметрів валів валопроводу враховує навантаження, що виникають під час їх роботи та матеріал з якого вони виготовлені [8].

Матеріали враховують умови експлуатації, тому, зазвичай, використовують вуглецеві сталі, наприклад зі сталі КМ-25 ($R_{mB} = 480$ МПа), а проміжний проміжний вал – КМ-23 ($R_{mB} = 440$ МПа). Для врахування навантаження враховуємо параметри ГД : потужність, що дорівнює $P = N_{MCR}^{ГД} = 15646$ кВт; частота обертання валів, що відповідає $n = 94,4$ об/хв

Найменший припустимий діаметр проміжного валу, приймаємо

$$d_{пр}^* = F \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{15646}{94,4}} = 549 \text{ мм},$$

де $F = 100$ – коефіцієнт, для дизельних установок (ДУ) з прямою передачею потужності на гвинт.

Мінімальний розрахунковий діаметр гребного валу:

					КРБ.6.135.4211.05.02.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_{\text{гр}}^* = 100 \cdot k \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 100 \cdot 1,22 \cdot \sqrt[3]{\frac{15646}{94,4}} = 670 \text{ мм},$$

де $k = 1,22$ – коефіцієнт, що враховує конструкцію валу та для безшпонкового з'єднання гребного гвинта.

Розрахунковий діаметр гребного валу при виготовленні його зі сталі категорії міцності КМ-25

$$d_{\text{м}}^{\text{гр}} = d_{\text{гр}}^* \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{R_{\text{мВ}} + 160}} = 549 \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{480 + 160}} = 525 \text{ мм}$$

Розрахунковий діаметр проміжного валу при виготовленні його зі сталі категорії міцності КМ-23

$$d_{\text{м}}^{\text{пр}} = d_{\text{гр}}^* \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{R_{\text{мВ}} + 160}} = 670 \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{440 + 160}} = 655 \text{ мм}.$$

За результатами розрахунків прийняті наступні значення діаметрів валів: проміжного – 528 мм; гребного – 656 мм

Дейдвудний пристрій складається з дейдвудних підшипників, ущільнень та труби гребного валу, систем змащення та охолодження. Для змащення та охолодження дейдвудного підшипника застосовується масло. Масло також застосовується і для підтримання прилягання ущільнень для унеможливлення потрапляння води у середину корпусу судна.

Крім зазначених елементів до складу валопроводу входять спеціальні пристрої, що забезпечують провертання під час тривалої стоянки (валоповоротний пристрій) та ті, що підтормажують під час вільного обертання і вимірювальне обладнання для спостереження за частотою обертання валу та температурними режимами.

2.1.3 Суднова електроустановка

Суднова електростанція складається з 4-х дизель-генераторів з різними дизельними двигунами та електрогенераторами 2 на 2. ПТД фірми Hyundai NiMSN: 2×9H25/33M та 2×6H25/33M, як бачимо що це двигуни відрізняються кількістю циліндрів [2]. Електрогенератори (ЕГ) HFC 7716-08P та HNC 7636-08P

					КРБ.6.135.4211.05.02.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

мають потужність 2565 та 1710 кВт відповідно [9] . Род току – змінний, напруга силової мережі 380 В, напруга освітлення 200 В, частота струму 60 Гц. [2, 9]

Двигуни можуть використовувати два види палива ULSFO або MGO

- кількість ДГ ₁	$i = 2$
- марка	<i>9H25/33M</i>
- ефективна потужність	$N_e^{ДГ} = 2700 \text{ кВт}$
- частота обертів	$n = 900 \text{ об/хв}$
- питома витрата пального	$g_e^{ДГ} = 0,186 \text{ кг/(кВт·год)}$
- степінь підвищення тиску повітря в КНА ДВЗ	$\pi_k = 3,9$
- коефіцієнт корисної дії надувного компресору	$\eta_k = 0,83$
- сумарний коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha_\Sigma = 2,1$
- температура відпрацьованих газів	$T_r^{ДГ} = 603 \text{ К}$
- температура повітря на вході в надувний компресор	$T_n = 298 \text{ К}$
- нижча теплота згоряння палива	$Q_i^r = 42700 \text{ кДж/кг}$
- електрична потужність електро-генератора	$P_e^{ДГ} = 2565 \text{ кВт}$
- коефіцієнт корисної дії електрогенератора	$\eta^{ЕГ} = 0,95$

Системи за призначенням аналогічні ГД, але суттєво відрізняються по характеристикам так, як в ДГ використовуються чотирьохтактні тронкові високообертові дизельні двигуни.

- кількість ДГ ₂	$i = 2$
- марка	<i>6H25/33M</i>
- ефективна потужність	$N_e^{ДГ} = 1800 \text{ кВт}$
- частота обертів	$n = 900 \text{ об/хв}$
- питома витрата пального	$g_e^{ДГ} = 0,186 \text{ кг/(кВт·год)}$
- степінь підвищення тиску повітря в КНА ДВЗ	$\pi_k = 3,9$
- коефіцієнт корисної дії надувного компресору	$\eta_k = 0,83$
- сумарний коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha_\Sigma = 2,1$
- температура відпрацьованих газів	$T_r^{ДГ} = 603 \text{ К}$

					КРБ.6.135.4211.05.02.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- температура повітря на вході в надувний компресор $T_{\text{п}} = 298 \text{ K}$
- нижча теплота згоряння палива $Q_i^r = 42700 \text{ кДж/кг}$
- електрична потужність електро-генератора $P_{\text{е}}^{\text{ДГ}} = 1710 \text{ кВт}$
- коефіцієнт корисної дії електрогенератора $\eta^{\text{ЕГ}} = 0,95$

В якості аварійного дизель-генератора встановлено дизель типу D2842LE потужністю 410 кВт при частоті обертання 1800 об/хв та питомою витратою палива 198 г/(кВт год).

Крім ДГ та АДГ до складу цієї установки входить головний розподільчий щит, що трансформує, регулює та спрямовує електричну енергію від наведених вище джерел до користувачів по майже усьому судну, а також автоматично відключає АДГ при відсутності напруги від ДГ.

2.1.4 Котельня установка.

Допоміжна котельня установка на танкерах призначена для забезпечення парою наступних потреб:

- систем обігріву танкерів з сирою нафтою;
- підігрівачами нафти на верхній палубі для вантажної системи;
- систем обігріву трубопроводів важкого палива;
- системи обігріву кінгстона і іншою донної і забортної арматури;
- системи опалення та гарячого водопостачання крізь додаткові теплообмінні апарати і ін.

За даними паропродуктивності та з урахуванням основного призначення – підтримання необхідної густини нафти при транспортуванні і розігрів перед відкачуванням, а також марку виробника приймаємо Aalborg D, що виробляє пару тиском до 1,8 МПа (18 бар) та має значний діапазон паропродуктивності до 120 тон на годину [10]. Конструкція котла наведена у розділі 4.

На судні встановлено два допоміжних котла

- кількість $i = 2$
- марка Aalborg D

					КРБ.6.135.4211.05.02.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

-	продуктивність паливної частини	$D_{\Pi}^{\text{ДК}} = 15000 \text{ кг/год}$
-	тиск пари	$p_{\Pi} = 1,2 \text{ МПа}$
-	температура живильної води (прийнята)	$t_{\text{ж.в}} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$
-	ККД паливної частини котла	$\eta^{\text{ДК}} = 0,90$
-	нижча теплота згоряння палива,	$Q_i^r = 42500 \text{ кДж/кг}$

Тиск пари враховує необхідність значного потенціалу теплоти для підігріву та подальшому зростанню температури перед вивантаженням на беріг, спеціалізовану морську станцію та навіть інше судно сировою нафти.

В якості пального обрано MGO оскільки прийнято, що котли працюють постійно, але може змінюватись паропроодуктивність при сталому значенні тиску. Це пальне має низький вміст сірки, тому питань з викидами SOx, що вище за нормами у відпрацьованих газах, не повинно виникнути.

2.1.5 Опріснювальна установка

Прісна вода на судах використовується для побутових потреб, поповнення витoku води із замкнутих циркуляційних систем охолодження дизельних двигунів, конденсато-живильних систем, систем продування парових котлів, системи сажобудування крізь щілини з'єднань парових труб і арматури, а також для постачання до технологічних і спеціальних споживачів. Залежно від виду споживання прісна вода розділяється на групи: *питна*, яка використовується для пиття і приготування їжі; *побутова* - для постачання до умивальників, посудомийних і пральних машин, в лазні; *технічна*, яка використовується для живлення всіх споживачів СЕУ, а також технологічних і спеціальних споживачів.

Визначаємо продуктивність установки враховуючи потреби СЕУ та людей на судні [11].

$$D_s^{OY} = (10^{-3} \cdot 24 \cdot \alpha \cdot [\sum D_{\Pi}^{\text{ДК}}]) + 10^{-3} \cdot w \cdot n_e) \cdot 1 =$$

$$= (10^{-3} \cdot 24 \cdot 0,008 \cdot [(15000 + 15000)] + 29 \cdot 300 \cdot 10^{-3}) \cdot 2 = (5,76 + 8,70) \cdot 2 = 28,92 \text{ т/добу}$$

					КРБ.6.135.4211.05.02.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

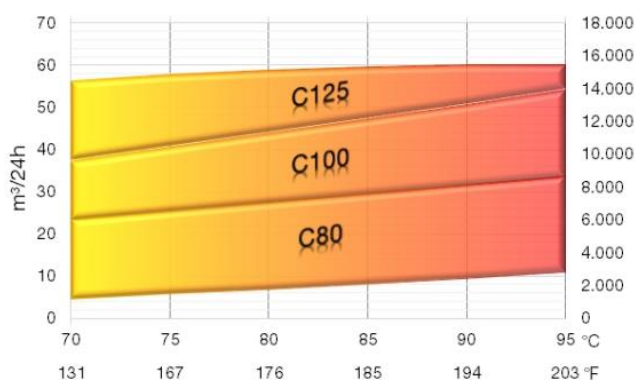
де 24 – враховує кількість годин на добу; $\alpha = 0,005-0,01$ – коефіцієнт продувки ДК [11]; $w = 240...300$ – норма води на 1 члена екіпажу на добу, кг/добу; n_e – кількість постійно перебуваючих на судні членів екіпажу включає ремонтну бригаду, чел.; 2 – враховує необхідність поповнення добових витрат води при 12 годинному режимі роботи ОУ [11, 12] .

Таж сама фірма, що виробляє котли та систему очищення баластних вод Alfa Laval пропонує для встановлення за продуктивністю AQUA Blue E1 C - type або AQUA Blue S- type AQUA. Blue Mini E1 не розглядається по продуктивності [14].

Враховуючи продуктивність, обмеженість габаритів МВ обираємо AQUA Blue C, що має незначну площину, із-за оптимальної кількості пластинчастих теплообмінних елементів та трубопроводів і мінімальними несучими конструкціями зовнішнього корпусу.



а

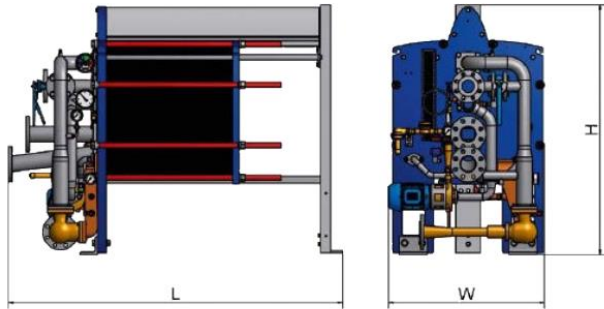


б

Рис 2.1 Опріснювальна установка AQUA Blue E1 C : а – загальний вид; б – характеристика з зазначенням марки по продуктивності.

Обираємо AQUA Blue E1 C 100 з продуктивністю до 29 м³ на добу при температурі гарячої води 80-85° та температурі забортної води після підігріву в охолоджувачах надувного повітря до 40 °С для запобігання утворення соляного осаду. Габарити наведені на рис 2.2

					КРБ.6.135.4211.05.02.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



AQUA Blue E1 C-type		C80	C100	C125
Length (L)	mm	1092–1692	1692–1892	1892–2292
	in	43.0–66.6	66.6–74.5	74.5–90.2
Width (W)	mm	876	876–911	911
	in	34.49	34.49–35.87	35.87
Height (H)	mm	1395	1395	1395
	in	54.92	54.92	54.92
Weight (empty)	kg	699–931	892–1038	971–1171
	lbs	1541–2053	1967–2288	2141–2582

Рис 2.2 Схема визначення габаритних розмірів ОУ та їх чисельні значення.

2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки

Структурна схема СЕУ зображена на рис.2.3

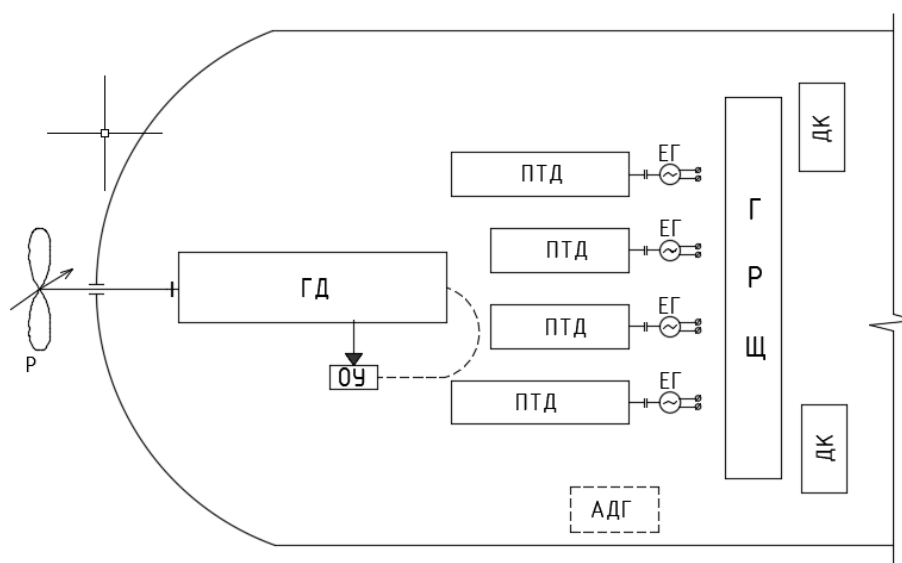


Рис. 2.3. Структурно – функціональна схема СЕУ : Р – рушій; ГД – головний двигун; ОУ – опріснювальна установка; ПТД – первинний тепловий двигун; ЕГ - електро-генератор; ГРЩ – головний розподільчий щит; ДК – допоміжний котел; АДГ – аварійний дизель-генератор (на схемі показано умовно, оскільки він розташований в окремому приміщенні, що знаходиться вище палуби водонепроникних перебірок).

2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

Для транспортних суден характерні режими: ходовий у «повному грузу» та стоянковий.

Таблиця 2.1 Режими роботи судна

Елементи СЕУ	Режими роботи СЕУ				Примітка
	Ходовий	СР		Аварійний	
		СР з ВО	СР без ВО		
ГД (1)	+1ГД	-	-	-	
ОУ (1)	+1ОУ	-	-	-	
ДГ (2ДГ ₁ +2ДГ ₂)	+1ДГ ₁	+1ДГ ₁ 2ДГ ₂	+1ДГ ₁	-	ДГ ₁ резерв
ДК (2)	2ДК	2ДК	2ДК	-	
АДГ	-	-	-	+АДГ	

2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи

Розрахунок потоків теплоти в ГД за методикою [11].

Теплота, що виділилась при спалюванні пального, кВт,

$$Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} = g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}} \cdot Q_i^r = 0,166 \cdot 11200 \cdot 42700/3600 = 22052$$

Витрата пального, повітря та газів, кг/с

$$G_{\text{пал}} = g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}} / 3600 = 0,166 \cdot 11200/3600 = 0,51,$$

$$G_{\text{п}} = \alpha_{\Sigma} L_0 g_e N_e = 2,9 \cdot 14,3 \cdot 0,166 \cdot 11200/3600 = 21,41 \text{ кг/с},$$

$$G_{\text{Г}} = G_{\text{п}} + G_{\text{пал}} = g_e N_e (1 + \alpha_{\Sigma} L_0) = 0,166 \cdot 11200 \cdot (1 + 2,9 \cdot 14,3) = 21,92 \text{ кг/с}.$$

Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами, кВт:

$$Q_{\text{Г}}^{\text{ГД}} = G_{\text{Г}} c_{\text{рг}} T_{\text{Г}} - G_{\text{п}} c_{\text{рп}} T_{\text{п}} = 21,92 \cdot 1,110 \cdot 508 - 21,41 \cdot 1,005 \cdot 298 = 12360 - 6412 = 5948,$$

$G_{\text{Г}}$, $G_{\text{п}}$ – кількість відпрацьованих газів та повітря двигуна

- теплоємності відпрацьованих газів та повітря відповідно [14]

$$c_{\text{рп}} = f(T_{\text{п}} = 298\text{K}) = 1,005 \text{ кДж/(кг К)} \quad c_{\text{рг}} = f(T_{\text{Г}} = 508\text{K}) = 1,110 \text{ кДж/(кг К)};$$

Теплота, що відбирається від надувного повітря

$$Q_{\text{н.п.}}^{\text{ГД}} = G_{\text{п}} c_{\text{рп}} (T_{\text{к}} - T_{\text{п}}^*) = 21,41 \cdot 1,005 \cdot (442 - 323) = 2560 \text{ кВт}$$

$T_{\text{к}}$ – температура повітря після надувного компресора(

					КРБ.6.135.4211.05.02.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_k = T_{\Pi} + \Delta T = T_{\Pi} \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \right] = 298 \cdot [1 + (3,41^{0,286} - 1) / 0,87] = 442 \text{ К}$$

де ΔT – підвищення температури в дійсному процесі стиснення повітря в компресорі ТНА; $\pi_k = 3,41$ – степінь підвищення тиску повітря в компресорі надувного агрегату ДВЗ, $\eta_k = 0,87$ – коефіцієнт корисної дії компресору ТНА, а T_{Π}^* – температура повітря після охолодження, що надходить до втулки через продувні вікна на обрана згідно рекомендацій виробника 40-50 °С [7].

Втрати теплоти від розсіювання до навколишнього середовища є залишковим членом балансу і складають 0,2 – 0,6 % від $Q_{\text{пал}}$.

$$Q_{\text{зал}}^{\text{ГД}} = 0,003Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} = 0,003 \cdot 22052 = 66 \text{ кВт}$$

Теплота, що втрачається з охолоджуючою прісною водою та з маслом у вузлах тертя може бути визначені за рівняннями: $Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} = G_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} \cdot c_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} \cdot \Delta T_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}}$ та $Q_{\text{м}}^{\text{ГД}} = G_{\text{м}}^{\text{ГД}} \cdot c_{\text{м}}^{\text{ГД}} \cdot \Delta T_{\text{м}}^{\text{ГД}}$, або з балансового рівняння теплоти двигуна враховуючи основні тенденції у перерозподілі у процентному відсотку втрат в сучасних дизельних двигунах [7]. Втрати теплоти з прісною водою складають 5-10 %, з маслом – 3-4 % від кількості теплоти, що виділилася при спалюванні палива, в теплових двигунах, а теплоти від корпусу двигуна у навколишнє повітря 0,2-0,6%

Рівняння теплового балансу для головного двигуна

$$Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} \leq N_e^{\text{ГД}} + Q_{\text{г}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{н.п}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{м}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{зал}}^{\text{ГД}}$$

$$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{м}}^{\text{ГД}} = Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} - (N_e^{\text{ГД}} + Q_{\text{г}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{н.п}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{зал}}^{\text{ГД}}) / Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} \cdot 100\% = \\ 22052 - (11200 + 5948 + 2560 + 66) / 22052 = 2278 / 22052 = 10,3\%$$

$$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} = 0,068Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} = 0,068 \cdot 22052 = 1500 \text{ кВт} \text{ та } Q_{\text{м}}^{\text{ГД}} = 0,035Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} = 0,035 \cdot 22052 = 771 \text{ кВт}$$

$$\text{Зробимо перевірку } Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} - (N_e^{\text{ГД}} + Q_{\text{г}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{н.п}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{м}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{зал}}^{\text{ГД}}) / Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} \cdot 100\% = \\ 22052 - 22045 / 22045 \cdot 100\% = 0,03\%$$

$$N_e^{\text{ГД}} + Q_{\text{г}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{н.п}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{м}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{зал}}^{\text{ГД}} = 11200 + 5948 + 2560 + 1500 + 771 + 66 = 22045 \text{ кВт}$$

Нев'язка балансу складає 0,03%, це допустимо (небаланс $\pm 0,5\%$).

Об'єм пального, що використовує ГД за добу :

					КРБ.6.135.4211.05.02.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Високов'язкісне пальне (ULSFO) $V_{\text{доб ULSFO}}^{\text{ГД}} = G_{\text{доб}}^{\text{ГД}} / \rho_{\text{ULSFO}} \cdot \varphi = 43400 \cdot 0,85 / 930 = 39,66 \text{ м}^3$

де $G_{\text{доб}}^{\text{ГД}} = 43,4 \text{ т/добу}$ – витрата пального ГД за добу [2]; $\rho_{\text{ULSFO}} = 930 \text{ кг/м}^3$ – густина малосірчастого моторного пального [12]; $\varphi = 0,85$ – частка важкого пального від загальної витрати пального.

Малоковязкісне пальне (MGO) $V_{\text{доб MGO}}^{\text{ГД}} = G_{\text{доб}}^{\text{ГД}} / \rho_{\text{MGO}} \cdot (1 - \varphi) = 43400 \cdot 0,15 / 870 = 7,48 \text{ м}^3$

де $\rho_{\text{MGO}} = 870 \text{ кг/м}^3$ – густина легкого пального [11].

Допоміжний котел розраховано за методикою [11]

Кількість теплоти, що витрачено для отримання насиченої пари, кВт

$$Q_s^{\text{ДК}} = D_s^{\text{ДК}} \cdot (i'' - i_{\text{ж.в.}}) / 3600 = 15000 \cdot (2783,4 - 251,1) / 3600 = 10551$$

Ентальпію сухої насиченої пари i'' та живильної води $i_{\text{ж.в.}}$ отримані за тиском пари та температурою живильної води [14].

Кількість теплоти, що виділилася при спалюванні палива у паливній частині котла, кВт

$$Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}} = \frac{Q_s^{\text{ДК}}}{\eta^{\text{ДК}}} = \frac{10551}{0,90} = 11724$$

Витрата палива у ДК при використанні за добу припускаємось, що при переході використовується суміш 0,5 важке та 0,5 легке, а на стоянці тільки легке пальне, кг/добу:

$$G_{\text{доб ULSFO}}^{\text{ДКХР}} = (0,5 Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}} / Q_i^r) \cdot 24 = (0,5 \cdot 11724 \cdot 3600 / 41500) \cdot 24 = 12204$$

$$G_{\text{доб MGO}}^{\text{ДКХР}} = (0,5 Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}} / Q_i^r) \cdot 24 = (0,5 \cdot 11724 \cdot 3600 / 42500) \cdot 24 = 11917$$

$$G_{\text{доб MGO}}^{\text{ДКСР}} = (Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}} / Q_i^r) \cdot 24 = (11724 \cdot 3600 / 42500) \cdot 24 = 23760$$

Високов'язкісне пальне (ULSFO), м³

$$V_{\text{доб ULSFO}}^{\text{ДК}} = G_{\text{доб}}^{\text{ДКХР}} / \rho_{\text{ULSFO}} = 12204 / 930 = 13,12$$

Малов'язкісне MGO, м³

$$V_{\text{доб MGO}}^{\text{ДКХР}} = G_{\text{доб}}^{\text{ДКХР}} / \rho_{\text{MGO}} = 11917 / 870 = 13,70$$

$$V_{\text{доб MGO}}^{\text{ДКСР}} = G_{\text{доб}}^{\text{ДКСР}} / \rho_{\text{MGO}} = 23760 / 870 = 27,31$$

					КРБ.6.135.4211.05.02.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Опріснювальна установка враховує методику [11]

Установка AQUA Blue E1 C100 використовує прісне воду температурою 80-85°C з ГД для підігріву морської води та утворення пари, а це можливо лише при вакуумі. Тому максимальна кількість теплоти, що можливо використати для отримання прісної води з морської дорівнює $Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} = 1500$ кВт. Перепад температур гарячої прісної води і заборотної води у випарнику прийнятий 40-45 град, так щоб забортна вода кипіла при 60°C. За таблицями водяної пари визначаємо відповідний тиск цієї вторинної пари і далі ентальпії сухої насиченої пари та морської води, з якої утворюється дистилат: $i'' = 2609$ кДж/кг; $i_{\text{з.в.}} = 209,3$ кДж/кг. За методикою [11]

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

$$Q_s^{\text{ОУ}} = D^{\text{ОУ}} \cdot (i'' - i_{\text{з.в.}}) / 24 / 3600 = 29 \cdot 10^3 \cdot (2609 - 209,3) / 24 / 3600 = 806$$

$D^{\text{ОУ}}$ – продуктивність ОУ, т/добу, взята з коефіцієнтом запасу $29,00/28,92 = 1,003$

$$\text{Коефіцієнт використання теплоти в ОУ: } \eta^{\text{ОУ}} = \frac{Q_s^{\text{ОУ}}}{Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}}} = \frac{806}{1500} = 0,54$$

Дизель-генератори

При визначенні теплових розрахунків, а саме потоків теплоти використовуємо аналогічну методику ГД тільки для ВОД так, як первинні теплові двигуни ДГ є дизельні.[11]

Так як методика розрахунку аналогічна для зручності використовуємо табличний метод представлення результатів

Таблиця 2.2 Допоміжний дизель-генератор

№ п/п	Величина, одиниці виміру	Формула або джерело	Чисельне значення	
			ДГ ₁	ДГ ₂
1	2	3	4	5
1.	Теплота, що виділилась при спалюванні пального, кВт	$Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} = g_e^{\text{ДГ}} \cdot N_e^{\text{ДГ}} \cdot Q_{\text{МДО}}^r / 3600 =$	5957	3971
2.	Витрата пального, кг/с	$G_{\text{пал}} = g_e^{\text{ДГ}} \cdot N_e^{\text{ДГ}} / 3600 =$	0,14	0,09
3.	Кількість повітря, що подається до двигуна, кг/с	$G_{\text{п}} = \alpha_{\Sigma} \cdot L_0 \cdot g_e^{\text{ДГ}} \cdot N_e^{\text{ДГ}} / 3600 =$	4,19	2,79

					КРБ.6.135.4211.05.02.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовження табл.2.2

1	2	3	4	
4.	Кількість відпрацьованих газів за ТНА, кг/с	$G_r = G_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} + G_{\text{п}}^{\text{ДГ}} =$	4,33	2,89
5.	Теплоємності відпрацьованих газів та повітря [14], кДж/кг·К	$c_{pr} = f(T_r = 603 \text{ K} = 330^\circ\text{C})$ $c_{pn} = f(T_{\text{п}} = 298 \text{ K} = 25^\circ\text{C})$	1,130 1,005	
6.	Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами, кВт	$Q_r^{\text{ДГ}} = G_r c_{pr} T_r - G_{\text{п}} c_{pn} T_{\text{п}}$	1695	1134
7.	Температура повітря після компресора турбонаддувного агрегату (ТНА), К	$T_k = T_{\text{п}} \left[1 + \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \right] =$ $298 \left[1 + \frac{(3,9^{0,286} - 1)}{0,83} \right]$	469	
8.	Теплота, що відбирається від надувного повітря, кВт	$Q_{\text{н.п.}}^{\text{ДГ}} = G_{\text{п}}^{\text{ДГ}} \cdot c_{pn} \cdot (T_k - T_{\text{п}}') =$	636	423
9.	Втрати теплоти від розсіювання до навколишнього середовища [11], кВт	$Q_{\text{зал}}^{\text{ДГ}} = (0,005-0,05) \cdot G_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} =$	30	20
10.	Теплота, що втрачається з маслом[11], кВт	$Q_{\text{м}}^{\text{ДГ}} = (0,03-0,06) G_{\text{пал}}^{\text{ГД}} =$	298	197
11.	Теплота, що втрачається з охолоджуючою прісною водою[11], кВт	$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ}} = (0,07-0,12) G_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} = 0,10 \cdot 1956$	596	397
12.	Тепловий баланс ДВЗ ДГ₁, кВт $Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} \geq (N_{\text{е}}^{\text{ДГ}} + Q_r^{\text{ДГ}} + Q_{\text{н.п.}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{м}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{зал}}^{\text{ДГ}})$; $N_{\text{е}}^{\text{ДГ}} + Q_r^{\text{ДГ}} + Q_{\text{н.п.}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{м}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{зал}}^{\text{ДГ}} = 2700 + 1695 + 636 + 596 + 298 + 30 = 5955$ кВт. Небаланс повинен скласти не більше + 0,5%, а склав 0,003%. Вимогу виконано. Тепловий баланс ДВЗ ДГ₂, кВт $Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} \geq (N_{\text{е}}^{\text{ДГ}} + Q_r^{\text{ДГ}} + Q_{\text{н.п.}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{м}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{зал}}^{\text{ДГ}})$; $N_{\text{е}}^{\text{ДГ}} + Q_r^{\text{ДГ}} + Q_{\text{н.п.}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{м}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{зал}}^{\text{ДГ}} = 1800 + 1134 + 423 + 397 + 197 + 20 = 3971$ кВт. Небаланс повинен скласти не більше + 0,5%, а склав 0,0%. Вимогу виконано.			
13.	ККД ПТД ДВЗ, %	$\eta^{\text{ПТД}} = N_{\text{е}}^{\text{ДГ}} / Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} \cdot 100\% =$	45	45
14.	Добова витрата пального, кг/доб	$G^{\text{ДГ}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} \cdot 3600 \cdot 24$	12096	7776
	ULSFO $G_{\text{ULSFO}}^{\text{ДГ}}$	$0,85 \cdot G^{\text{ДГ}} \cdot \frac{Q_i^{\text{MDO}}}{Q_i^{\text{ULSFO}}} = 0,85 \cdot G^{\text{ДГ}} \cdot \frac{42700}{41500}$	10579	6801
	MGO $G_{\text{MGO}}^{\text{ДГ}}$	$0,15 \cdot G^{\text{ДГ}} \cdot \frac{Q_i^{\text{MDO}}}{Q_i^{\text{MGO}}} = 0,15 \cdot G^{\text{ДГ}} \cdot \frac{42700}{42500}$	1823	1172
15.	Об'ємна добова витрата пального ДГ, м ³ /добу	$V^{\text{ДГ}} = G_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} / \rho_{\text{пал}}$		
	ULSFO, м ³ /добу	$V_{\text{ULSFO}}^{\text{ДГ}} = G_{\text{ULSFO}}^{\text{ДГ}} / \rho_{\text{ULSFO}} =$	11,38	7,31
	MGO, м ³ /добу	$V_{\text{MGO}}^{\text{ДГ}} = G_{\text{MGO}}^{\text{ДГ}} / \rho_{\text{MGO}} =$	2,1	1,35

В якості характерних режимів для визначення ефективності роботи СЕУ обираємо ходовий режим при сталому навантаженні у повному завантаженні – ходовий режим, та стоянковий з вантажними операціями.

					КРБ.6.135.4211.05.02.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок потоків енергії на ходовому режимі.[11]

Потоки енергії пропульсивного комплексу (ПК)

Втрати енергії на валопроводі $Q^{\text{ВП}} = N_e^{\text{ГД}} \cdot (1 - \eta^{\text{ВП}}) = 11200 \cdot (1 - 0,99) = 112 \text{ кВт}$.

До рушія підводиться потужність $N^{\text{ВП}} = N_e^{\text{ГД}} - Q^{\text{ВП}} = 11200 - 112 = 11088 \text{ кВт}$

Втрати енергії на комплексі рушії-корпус ($Q^{\text{Р}}$) визначаються завдяки врахування пропульсивного коефіцієнту η . При $\eta = 0,68$ вони складають величину:
 $Q^{\text{Р}} = (1 - \eta) \cdot N^{\text{ВП}} = 0,32 \cdot 11088 = 3548 \text{ кВт}$.

Потужність, що перетворюється на упор, $N_{\text{Р}} = N_{\text{R}}$ є тим самим корисним ефектом ПК, що має місце в результаті спалювання палива в головному двигуні.

$$N_{\text{Р}} = N^{\text{ВП}} - Q^{\text{Р}} = 11088 - 3548 = 7540 \text{ кВт}.$$

ККД пропульсивного комплексу визначимо:

$$\eta_e^{\text{ПК}} = \frac{N_{\text{Р}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}}} = \frac{7540}{22052} = 0,34$$

Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ на ходовому режимі при працюючих 1ГД, 1 ДГ₁, 1 ОУ, 2ДК [11]:

$$(\eta_{\text{КВТ}}^{\text{СЕУ}})_{\text{ХР}} = \frac{N_{\text{Р}} + Q_s^{\text{ОУ}} + P_{\text{ег}}^{\text{ДГ1}} + 2Q_s^{\text{ДК}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ1}} + 2Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{7540 + 806 + 2565 + 2 \cdot 10551}{22052 + 5957 + 2 \cdot 11724} = \frac{32013}{51457} = 0,62$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на ходовому режимі

$$(\eta^{\text{СЕУ}})_{\text{ХР}} = \frac{N_{\text{Р}} + P_{\text{ег}}^{\text{ДГ}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{7540 + 2565}{22052 + 5957 + 2 \cdot 11724} = \frac{10105}{51457} = 0,20$$

Розрахунок потоків енергії на стоянковому режимі з вантажними операціями [11]. На режимі працюють 1 ДГ₁ та 2 ДГ₂, а також 2 ДК

Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ на стоянковому режимі з вантажними операціями

$$(\eta_{\text{КВТ}}^{\text{СЕУ}})_{\text{СР з ВО}} = \frac{1P_{\text{ег}}^{\text{ДГ1}} + 2P_{\text{ег}}^{\text{ДГ2}} + 2Q_s^{\text{ДК}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ1}} + 2Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ2}} + 2Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{2565 + 2 \cdot 1710 + 2 \cdot 10551}{5957 + 2 \cdot 3971 + 2 \cdot 11724} = \frac{27087}{37347} = 0,73$$

					КРБ.6.135.4211.05.02.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на стоянковому режимі з вантажними операціями

$$(\eta^{\text{СЕУ}})_{\text{CP з BO}} = \frac{1P_{\text{ер}}^{\text{ДГ1}} + 2P_{\text{ер}}^{\text{ДГ2 ДК}}}{Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ1}} + 2Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ2}} + 2Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{2565 + 2 \cdot 1710}{5957 + 2 \cdot 3971 + 2 \cdot 11724} = \frac{5985}{37347} = 0,16$$

Висновки по розділу 2:

1. Ефективність роботи СЕУ з таким складом проаналізована за допомогою КВТ – 0,62 та ККД – 0,20 на ходовому режимі та на стоянковому режимі з вантажними операціями КВТ – 0,73, а ККД – 0,16. Що показує значний вплив ефективності ДК, тому саме ККД цих елементів значно вплинув на ці показники.
2. Значна потужність характерна усім установкам і пропульсивний, електроустановці та котельній. Для підвищення ефективності установки, що забезпечує рух можна рекомендувати поліпшення роботи рушія за рахунок насадки, або використання кайта.

					КРБ.6.135.4211.05.02.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211.05.03.ПЗ										
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата											
					Визначення параметрів суднового двигуна 6G60ME-C9.5				Літ		Аркуш		Аркушів		
Студент		Крилов А.В.							У			1			
									НУК ім. адмірала Макарова						
Викладач		Кузнецова С.А.													

РОЗДІЛ.3 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СУДНОВОГО ДВИГУНА

6G60ME-C9.5

3.1. Загальний устрій та характеристики двигуна

6G60ME-C9.5 – характерний, малообертовий двотактний двигун, що поєднує потужність, простоту і надійність. Це шестициліндровий двигун, G – супер ультрадовгоходовий, що підтверджується відношенням $S/D = 2790/600=4,65$. Для наддува використовується два турбокомпресора, а для впорскування пального – електронний спосіб керування клапанів (ME), за довжиною мають компактні розміри (C), з регульованим викидом TierII, що також називають екологічно прийнятним або "G" – "green" тобто "зелений", що відповідає відповідному рівню згідно документам ІМО.[7]

Розгляд устрою зроблено, при розгляді окремих елементів двигуна, з мануалу [7].

Кришка циліндра.

Кришка циліндра – стальна, в її центральному отворі за допомогою чотирьох шпильок кріпиться випускний клапан. Крім того, в кришці є отвори під форсунки, які монтуються пружним з'єднанням за допомогою проставок з тарілчастими пружинами, що встановлені під гайки шпильок. Інші отвори призначені для пускового клапана, підведення пускового повітря, запобіжного клапана і індикаторного крана.

У нижній частині кришки встановлюється сорочка охолодження, яка утворює порожнину, в якій циркулює охолоджуюча вода.

Інша порожнина охолодження утворюється навколо сидла випускного клапана при його монтажі. Обидві порожнини з'єднуються між собою за допомогою численних косих / радіальних свердлень.

Вода надходить з верхньої частини кожуха, оточуючи верхню частину циліндричної втулки, через переливні патрубки в сорочку, навколишню кришку циліндра. Звідси вода прямує через отвори для охолодження до порожнини,

					КРБ.6.135.4211.05.03.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

навколишнього сидла випускного клапана, і далі через отвори і переливні патрубки до випускного клапану і випускного трубопроводу.

У з'єднанні кришки з циліндричної втулкою розташоване ущільнювальне кільце з м'якої сталі

Поршень. [7]

Цей елемент складається з двох основних частин – головки та спідниці.

Головка поршня кріпиться до верхньої частини штока поршня болтами. Спідниця в свою чергу кріпиться до голівки поршня також болтами.

У голівці поршня маються хромовані канавки для чотирьох поршневих кілець. Всі кільця мають косі зрізи: два - правих і два- лівих. У верхній частині головка поршня має вирізи для установки пристосувань з метою виїмки поршня з циліндричної втулки.

Шток поршня має наскрізний отвір для труби підведення охолоджуючого масла, яка кріпиться до верхньої частини штока. Охолоджуюче масло надходить по трубі телескопа до крейцкопф, проходить з свердління в поршня і по трубі в штоку до голівки поршня після в шток. Масло проходить через кілька свердлінь в опорній частині головки поршня в порожнину навколо труби охолоджуючого масла в шток поршня. Зі свердління в п'яті поршня і штока масло направляється через крейцкопф до випускного отвору і трубі з вирізом всередині картера двигуна, а також до пристрою для контролю потоку масла.

П'ятка штока поршня встановлюється на плоску площадку, вирізану у крейцкопф, і центрується в крейцкопф за допомогою трубки. З метою уніфікації конструкції двигуна при виборі різних величин його специфікаційної потужності використовуються прокладки між штоком поршня і крейцкопфом.

Блок циліндрів. [7]

Секція циліндрів двигуна складається з декількох блоків циліндрів, які кріпляться до коробки картера і фундаментної рами наскрізними анкерними зв'язками. Блоки з'єднуються між собою по вертикальним площинам.

В двох центральних отворах, одне - вгорі, а інше - нижче в центрі блоку, встановлюється втулка циліндра. Верхня частина циліндрового блоку утворює

					КРБ.6.135.4211.05.03.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

порожнину охолоджуючої води навколо центральної частини циліндричної втулки, а нижня частина - порожнину надувного повітря.

У центральному отворі на днище блоку встановлюється сальник штока поршня. Днище виконано подвійним, а в проміжку циркулює охолоджуюча вода.

З боку вихлопу на блоці циліндрів є круглі вікна, що з'єднують повітряну порожнину навколо циліндричної втулки з поздовжнім ресивером надувного повітря двигуна. Крім того, тут же розташовані трубопроводи для підведення масла і охолоджуючої води, що змащують та охолоджують. У блоці циліндрів є люки для огляду і очищення води і надувного повітря.

На блоці циліндрів встановлені шпильки для кріплення кришки циліндра. Шпильки оснащені кільцями ущільнювачів, що перешкоджають утворенню корозії на різьбі.

Втулка циліндра [7].

Частина втулки циліндру, розташована вище блоку, охолоджується за допомогою охолоджуючої сорочки і свердлень для води.

Охолоджуюча вода проходить по каналах з блоку в нижню частину охолоджуючої сорочки. Остання виконана герметичною за допомогою гумових кілець, розташованих в оброблених канавках втулки циліндра.

Далі вода проходить через кілька охолоджуючих трубок у втулці циліндра в верхню частину охолоджуючої сорочки, і звідси, через переливні патрубки, в нижніх частина кришки циліндра.

Втулка циліндра притискається до блоку кришкою циліндра і центрується в середину перегородки всередині блоку, чим забезпечується вільне її розширення у напрямку вниз в процесі прогрівання двигуна. Ущільнення від витоків охолоджуючої води і надувного повітря забезпечується за допомогою чотирьох резино-силіконових кілець, розташованих в канавках втулки циліндра: два-для охолоджуючої води і два- для надувного повітря.

На тій частині втулки циліндра, котра розташована в самій верхній частині порожнини надувного повітря є кілька продувних вікон, які відкриваються поршнем в той момент, коли він займає своє нижнє положення. Продувні вікна

					КРБ.6.135.4211.05.03.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

виконані під кутом щодо осі циліндричної втулки, за рахунок чого продувного повітря в циліндрі надається обертальний рух.

На вільній частини втулки циліндра між порожнинами охолоджуючої води і продувочного повітря розташовано кілька отворів з безповоротними клапанами для подачі мастила під втулку циліндра. На робочій поверхні циліндра свердління з'єднуються з зигзагоподібними мастильними канавками для забезпечення рівномірного розподілення масла по дзеркалу циліндра.

Лубрикатори циліндра [7].

На кожному блоці циліндра встановлюється лубрикатор з подачею мастила в залежності від навантаження двигуна, що складається з. масляних насосів, кількість яких залежить від числа мастильних канавок на втулці циліндра.

Лубрикатори з'єднані між собою валиками і муфтами, які жорстко з'єднуються для передачі обертання.

Лубрикатори наводяться за допомогою ланцюгової передачі від проміжної зірочки на розподільному валу. Подача циліндрового масла лубрикаторами збільшується при раптовій зміні навантаження, що понижує швидкість зносу втулки.

Що стосується самих циліндрових лубрикаторів, то відомості по їх пристрою викладаються в окремій інструкції заводу-виготовлювача.

Колінчастий вал [7].

Колінчастий вал виконаний напів-складові, тобто його деталі з'єднуються за допомогою гарячої посадки.

Мастило до рамових підшипників надходить з головної магістралі мастила, яка розгалужується до кожного окремого підшипника, в той час як на мастило мотильового підшипника масло надходить від крейцкопфів по свердлінням в шатунах.

На кормовому кінці колінчастого вала встановлюється маховик. Крім того, на колінчастому валі є наполегливті гребінь, на якому встановлена приводна зірочка розподільного вала.

					КРБ.6.135.4211.05.03.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

На передньому кінці колінчастого вала можуть бути встановлені маховик, гаситель крутильних коливань і ланцюговий привід для компенсатора моменту 2-го порядку.

Упорний підшипник [7].

Упорний підшипник служить для передачі осьового упору гребного гвинта через проміжний і гребний вали на корпус судна. Завзятий підшипник встановлюється в кормовій частині фундаментної рами.

На колінчастому валі є упорний гребінь, який передає упор сегментам, розташованим по обом сторонам упорного гребня. Обійми сегментів спираються на поверхні корпусу упорного підшипника і утримуються на місці за допомогою затискних скоб. На сторонах сегментів, що контактують із затягим гребенем і піддаються зносу, наноситься бабітовий шар.

Упорний підшипник отримує мастило від загальної системи змащення двигуна і забезпечений контрольними і сигнальними пристроями, які реагують на підвищення температури масла в підшипнику або падіння тиску масла.

Розподільний вал [7].

Розподільний вал складається з декількох секцій. Секції з'єднуються за допомогою фланцевих з'єднань, а вони, в свою чергу, скріплюються прізонними болтами і гайками.

Крім фланців, секції розподільного вала мають шайби, по одній на кожний циліндр, для приводу паливного насоса, випускного клапана і індикаторного приводу. Остання складається з двох частин, що з'єднуються двома прізонними болтами.

Розподільний вал встановлюється на підвісних підшипниках, які монтуються в корпусах штовхачів між кулачними шайбами паливного насоса і випускного клапана. Підшипники мають тонкостінні вкладиші, а гайки і болти пристосовані для гідравлічної їх затяжки.

Сполучні фланці, паливні та випускні шайби насаджуються на вал способом гарячої посадки. фланців проводиться за допомогою подачі мастила під тиском в простір між валом і фланцем. Цей же спосіб використовується і для

					КРБ.6.135.4211.05.03.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

провороту паливної шайби під час регулювання випередження подачі палива насосом і при регулюванні положення розподільного вала в разі зносу подовження ланцюга з подальшою перезатяжкою.

Обертання розподільного вала завжди відповідає обертанням колінчастого вала. При реверсі двигуна положення роликів штовхачів паливних насосів змінюється щодо відповідних кулачних шайб, змінюється момент початку подачі палива паливним насосом, тим самим відповідно новим напрямом обертання.

Після стендових випробувань двигуна деталі розподільного вала і блоки циліндрів маркуються кернами по штихмасу, відповідно до цього разом з двигуном поставляються необхідні штихмаси, що дає можливість перевірки установки фаз або подрегулювання вузлів в разі, якщо ці вузли демонтувались.

На кожному штихмасі вказується тип і номер двигуна, місця замірів і відстань в міліметрах між точками вимірів. Крім того, довжина штихмасу вказується в відповідному розділі інструкції по обслуговуванню (ДБ 53 ІВ) для даного двигуна.

3.2 Системи головного двигуна

До систем двигуна внутрішнього згоряння відносять: паливну, масляну, охолодження високотемпературного та низькотемпературного контуру, подачі повітря, видалення вихлопних газів, стиснутого повітря та управління.

Система вихлопних газів

Від випускних клапанів вихлопний газ надходить до приймача вихлопних газів, де коливається тиск окремих циліндрів, а загальний об'єм газу подається далі до турбокомпресора (-ів). Після турбокомпресора газ надходить у зовнішню систему вихлопних труб. Компенсатори встановлені між випускними клапанами та ресивером, а також між ресивером та турбокомпресором (-ами). Приймач вихлопних газів і вихлопні труби забезпечені ізоляцією, покритою оцинкованою сталевією обшивкою. Захисна решітка встановлена між приймачем вихлопних газів і турбокомпресором.

Система подачі повітря

					КРБ.6.135.4211.05.03.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Впуск повітря до турбокомпресора відбувається безпосередньо з машинного відділення через глушник впуску турбокомпресора. Від турбокомпресора повітря надходить через заправну повітряну трубу, охолоджувач повітря та ресивер повітря для очищення до отворів для очищення гільз циліндрів.

Система паливоподачі високого тиску золотникового типу з регулюванням по кінцю подачі, і дві або три голчасті неохолоджувальні форсунки з однобічним розпилом палива на кожен циліндр. Здебільшого все ж таки дві. Конструкція паливної апаратури дозволяє працювати на всіх режимах експлуатації лише на високов'язких залишкових паливах, без використання дизельного палива.

Системи циркуляційного мастила колінчастого валу і розподільного валу розділені. Насоси мастила колінчастого валу (дві одиниці) - відцентрового типу, з електроприводом. Мастило подається до двигуна по двох трубах: від нижньої труби - на мастило рамових і упорних підшипників і на відсік приводів, від верхньої - до телескопів на мастило головних, крейцкопфів і мотильових підшипників і на охолодження поршнів. Мастило підшипників розподільного валу і живлення гідравлічної системи відкриття вихлопних клапанів забезпечується автономною системою з двома гвинтовими насосами з електроприводом.

Циліндрове мастило включає лубрикатори з вісьмома точками змащування на кожному циліндрі з подачею масла на кожному ході поршня.

Охолодження циліндрів забезпечується одним з двох відцентрових насосів з електроприводом, що подають прісну воду на охолодження діафрагм, циліндрових втулок, кришок і вихлопних клапанів циліндрів. Верхній борт втулки, кришка і сідло вихлопного клапана мають свердління для проходу води, що охолоджує. Як правило, в системі встановлюється холодильник пластинчастого типу.

					КРБ.6.135.4211.05.03.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

Вихідні данні для розрахунку враховують значення визначені при SFOC (Specific Fuel Oil Consumption). Температура навколишнього повітря $T_0 = 293 \text{ K}$; тиск навколишнього повітря $p_0 = 0,1013 \text{ МПа}$.

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

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення π_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 3,9$.

Показник адіабати повітря $k_v = 1,4$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{t,m} = 0,93$.

Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t,ад} = 0,80$.

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

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного. Приймаємо $\xi_z = 0,94$; $\xi_b = 0,98$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda = 1,12$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: $(5 - 45) \text{ K}$ – для ДВЗ з наддувом. Приймаємо $\Delta T_a = 10 \text{ K}$.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,99$.

					КРБ.6.135.4211.05.03.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Механічний ККД приймаємо двигуна $\eta_m = 0.94$. Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ox} = 0,005$ МПа.

Температура залишкових газів перед ТК приймаємо $T_r = 700$ К [7].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу [15]: С = 0,87 кг – кількість вуглецю; Н = 0,126 кг – кількість водню; S = 0 кг – кількість сірки; О = 0,004 кг – кількість кисню.

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

Нижча теплота згоряння палива $Q_i^r = Q_n$. Приймаємо $Q_n = 42700$ (кДж/кг) за рекомендаціями [7].

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

Додаткові данні для розрахунків:

Ефективна потужність	$N_e = 11200$ кВт
Частота обертання	$n = 84,5$ об/хв
Тиск наддуву	$p_k = 0,34$ МПа
Коефіцієнт продувки	$\varphi_a = 1,05$
ККД повітроохолоджувача	$\eta_o = 0,8$
Кількість циліндрів	$i = 6$
Діаметр циліндра	$D_{ц} = 0,6$ м
Хід поршня	$S = 2,79$ м
Коефіцієнт тактності	$z = 1$
Співвідношення тиску газів перед турбіною до тиску повітря за компресором	$\psi_t = 0,97$

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за першим ступенем компресора, К:

					КРБ.6.135.4211.05.03.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_k = T_0 \left[1 + \frac{\left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{0,286} - 1 \right]}{\eta_{k,ad}} \right] = 468,81$$

Температура повітря перед двигуном, К: $T_s = T_k - \eta_0(T_k - T_0) = 310,6$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення, К:

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = 328,0$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа: $p_s = p_k - \Delta p_{охл.} = 0,435$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення, МПа: $p_a = \xi_a p_s = 0,422$

Коефіцієнт наповнення: $\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) = 0,888$

Розрахунок процесу стиснення

У реальному двигуні теплоємність заряду в циліндрі змінюється залежно від температури, тому що, відбувається теплообмін зі стінками циліндра. Так само на характер протікання процесу впливають витік газів через нещільності клапанів і поршневих кілець, дозарядка циліндра до закриття впускного клапана, випару палива, згоряння палива наприкінці стиску. У зв'язку із цим точний термодинамічний опис процесу стиску в реальному двигуні утруднено. На практиці вважають, що процес стиску відбувається по політропі з показником n_1 величина якого забезпечує одержання такої ж роботи в процесі стиску, як і при змінному показнику у дійсному процесі. При виборі величини n_1 , необхідно враховувати наступне: зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала n_1 збільшується; при підвищенні середньої температури процесу стиску n_1 зменшується; зі зменшенням інтенсивності охолодження двигуна n_1 збільшується; зі зменшенням відносини поверхні охолодження до об'єму циліндра n_1 збільшується; для дизелів з нерозділеними камерами згоряння $n_1 = 1,32 \dots 1,42$, приймаємо в розрахунок:

Регресійне рівняння для розрахунку середньої ізохорно мольної питомої теплоємності повітря, кДж/(кмоль·К): $c'_v \leftarrow 19,26 + 0,0025T$.

					КРБ.6.135.4211.05.03.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Регресійне рівняння для розрахунку середньої ізохорно мольної питомої теплоємності газів, що відходять, кДж/(кмоль·К): $c_v'' \leftarrow 20,47 + 0,0036T$.

Теплоємність суміші повітря і залишкових газів на ході стиснення:

$$c_{vc}'' \leftarrow \frac{\nu_r c_v'' + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r]}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = a_{vc} - b_c \cdot T, \text{ а } b_c = 0,0025 \text{ і } a_{vc} = 19,2660$$

Середній показник політропи стиснення:

$$n_1 - 1 \leftarrow \frac{8,13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})} \text{ звідки } n_1 = 1,365$$

Тиск наприкінці стиснення, МПа: $p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 16,992$

Температура наприкінці стиснення, К: $T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 880,607$

Розрахунок процесу згоряння

$$\text{Дійсна кількість повітря для згоряння: } L = \frac{\alpha}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = 1,929$$

$$\text{Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни: } \beta_0 = 1 + \frac{8H + O}{32 \cdot L} = 1,0164$$

$$\text{Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни: } \beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = 1,0161$$

$$\text{Частка палива, що згоріло в точці z: } x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = 0,959$$

$$\text{Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z: } \beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z = 1,015$$

Середня мольна ізохорні теплоємність в точці z:

$$c_{vz}'' \leftarrow \frac{(mx_z + \gamma_r)c_v'' + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)]c_v'}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)x_z} \leftarrow a_{vz} + b_z \cdot T$$

$$\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) = 0,316 \text{ та } m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} = 1,064$$

$$a_{vz} = 19,571 \text{ і } b_z = 0,00278$$

Середня мольна ізохорна теплоємність в точці b:

$$c_{vb} \leftarrow \frac{(m + \gamma_r)c_v'' + [(\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r)]c_v'}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} \leftarrow a_{vb} + b_b \cdot T$$

$$a_{vb} = 19,58448, \text{ } b_b = 0,002795$$

Максимальну температура згоряння у точці z знаходимо з рівняння, К:

$$\frac{\xi_z Q_H}{\alpha L_0} + [c_v' + 8,314\lambda + \lambda_r(c_v'' + 8,314\lambda)]T_c \leftarrow \beta_z(1 + \gamma_r)c_{pz}''T_z$$

Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4211.05.03.ПЗ

Арк.

Звідки: $T_z = 1464$, К

Максимальний тиск згоряння, МПа: $p_z = \lambda p_c = 19,031$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення: $\rho = \frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c} = 1,508$

Ступінь наступного розширення: $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = 9,95$

Середній показник політропи розширення і температура в кінці процесу розширення (знаходимо із системи рівнянь методом послідовних наближень) у точці b , К:

$$n_2 \leftarrow \left[\frac{8,314 \cdot \left(\frac{\beta_z T_z - T_b}{\beta} \right)}{\frac{Q_H (\xi_b - \xi_z)}{L(1 + \gamma_r) \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} (a_{vz} + b_z T_z) T_z - (a_{vb} + b_b T_b)} \right] + 1 \quad T_b \leftarrow T_z \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}, \quad n_2 = 1,311, \quad T_b = 717$$

Тиск наприкінці процесу розширення, МПа: $p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = 0,937$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа:

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \left(\frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right) \right] = 1,967$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа: $p_i = p'_i - \xi(1 - \phi_n) = 1,792$

Індикаторна питома витрата палива, кг/кВт·год: $b_i = 433 \frac{p_s \eta_n}{\alpha L_0 T_s p_i} = 0,156$

Індикаторний ККД: $\eta_i = \frac{3600}{b_i Q_H} = 0,542$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа: $p_e = p_i \eta_m = 1,684$

Ефективний ККД двигуна: $\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,509$

Питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год: $b_e = \frac{b_i}{\eta_m} = 0,1656$

Ефективна потужність двигуна, кВт: $N'_e = 13,1 D_c^2 S_c z p_e n_i = 11235$

Перевірка, %: $\Delta N_e = \frac{N'_e - N_e}{N'_e} = 0,314$ при допустимих 0,5

					КРБ.6.135.4211.05.03.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Перерахунок π_k турбокомпресора на даному режимі роботи двигуна

$$\text{Витрата повітря через компресор кг/с: } G = \left[\frac{\pi D_c^2}{4} \right] S_c \left(\frac{p_s \cdot 10^6}{RT_s} \right) \eta \cdot i \cdot z \left(\frac{n}{60} \right) \phi_a = 20,316$$

$$\text{Витрата газів через турбіну, кг/год } G_t = G + b_e \frac{N_e}{3600} = 20,833$$

$$\text{Тиск газів перед турбіною, МПа: } p_r = \psi_t p_k = 0,389$$

$$\text{Температура газів перед турбіною, К: } T_t = T_b \left(\frac{p_r}{p_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 582,6$$

Загальна кількість продуктів згоряння кмоль/кг:

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0,79 \cdot \alpha \cdot L_0) = 1,962$$

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів кДж/кг·К:

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12M_s189} + \frac{H}{2M_s461,6} + \frac{0,21(\alpha-1)L_0}{M_s259,8} + \frac{0,79\alpha L_0}{M_s296,8}} = 287,738$$

Показник адіабати розширення газів в турбіні:

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b T_t) + 8,314}{(a_{vb} + b_b T_t)} = 1,392$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в турбокомпресорі:

$$\pi_k = \left[\frac{\left(\frac{k_t}{k_t-1} \right) R_t T_t \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{p_r}{p_0} \right)^{\frac{k_t-1}{k_t}}} \right] \eta_{t,m} \eta_{t,ad} \cdot G_t}{G R T_0 \left(\frac{k_b}{k_b-1} \right) \frac{1}{\eta_{k,ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 3,41$$

Уточнений тиск стисненого повітря перед охолоджувачем, МПа:

$$p_{kd} = \pi_k p_0 = 0,3454$$

$$\text{Порівняння заданого і отриманого тиску наддува: } \Delta p_k = \frac{p_{kd} - p_k}{p_{kd}} \cdot 100\% = 1,563\%$$

Значення похибки не перевищує предельне значення у 2%.

3.4. Побудова індикаторної діаграми

Початкові данні для розрахунку індикаторної діаграми зведені у таблиці 3.1

					КРБ.6.135.4211.05.03.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 Початкові данні для розрахунку індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,365
Показник політропи розширення n_2	1,311
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	16,992
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	19,031
Ступінь попереднього розширення ρ	1,508
Ступінь стиснення ϵ	15

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами: – для процесу стиснення: $p = \frac{p_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}}$

– для процесу розширення: $p = \frac{\lambda \cdot p_c \cdot \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}}$

де $V/V_c = \epsilon x$ - відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення.

За рахунками що наведені вище є основою для побудови індикаторної діаграма (рис. 3.1). Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми зведені у таблиці 3.2

Таблиця 3.2

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$	V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	19,03		8,37	0,93	2,01
1,00	16,54	19,03	9,03	0,84	1,82
1,74	7,98	15,78	9,69	0,77	1,66
2,40	5,14	10,35	10,36	0,70	1,52
3,06	3,69	7,53	11,02	0,64	1,40
3,72	2,83	5,83	11,68	0,59	1,30
4,39	2,26	4,69	12,35	0,55	1,21
5,05	1,86	3,90	13,01	0,51	1,13
5,71	1,57	3,32	13,67	0,48	1,06
6,38	1,35	2,87	14,34	0,45	0,99
7,04	1,18	2,52	15,00	0,42	0,94
7,70	1,05	2,24	15,00		0,42

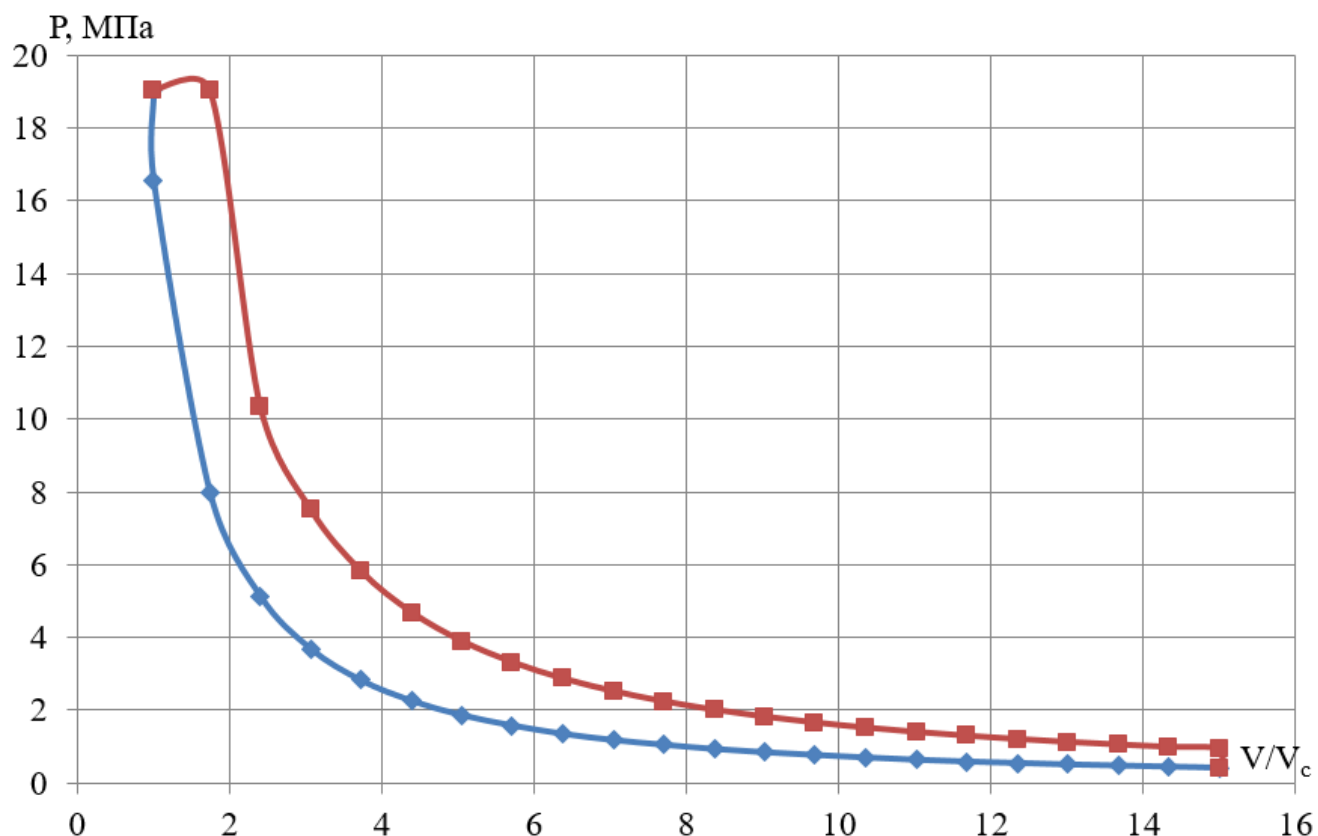


Рис. 3.1 Індикаторна діаграма

Висновки по розділу 3

1. Головний малообертовий крейцкопфний двигун 6G60ME-C9.5 завдяки значному ходу поршня, електронному впорскуванню пального дозволяє при використанні ULSFO та MGO забезпечити норми по SO_x та NO_x.
2. Він економічний, надійний та простий у експлуатації, що робить його привабливим для встановлення на великі суда, що мають середні швидкості руху.
3. Результати розрахунків процесів та побудова індикаторної діаграми двигуна підтвердила високий рівень проробки окремих елементів та конструкції двигуна у цілому.
4. Значення індикаторних показників наступні: дійсний середній індикаторний тиск 1,792 МПа, питома витрата палива – 0,156 кг/кВт·год; коефіцієнт корисної дії – 0,542.

					КРБ.6.135.4211.05.04.ПЗ											
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Розрахунок характеристик суднового котла Aalborg D					Літ		Аркуш		Аркушів		
Студент	Крилов А.В.									У			1			
										НУК ім. адмірала Макарова						
Викладач	Кузнецова С.А.															

РОЗДІЛ 4. РОЗРАХУНОК ХАРАКТЕРИСТИК СУДНОВОГО КОТЛА

Aalborg D

4.1. Загальний устрій котла

Відома фірма проєктант та виробник суднових котлів Aalborg, що мала цілу лінійку різноманітних марок котлів, давно увійшла до концерну Alfa Laval. Таке поєднання дозволило залишатися їй провідною у цій сфері, але суттєво зменшило кількість марок котлів, що випускалися у 2020 році і часто вказувалися як Alfa Laval. Це пов'язано з визначенням найбільшого попиту з урахуванням розвитку транспортного флоту і складу СЕУ, а саме різних котлів у складі цих установок.

Aalborg D (Alfa Laval D) з-за своєї високої економічності та надійності зберіг свій статус і досі випускається. Це потужні котли саме для великих танкерів, що транспортують сиру нафту. Його суттєвою особливістю є значний діапазон паропродуктивності та тиску пари, що досягається за рахунок розвиненої теплообмінної поверхні з штирковим оребрением, використанню двох барабанів, топкового пристрою Aalborg KB-W 150W - 550W та системи автоматизації. [16].

4.2 Вибір компоувальної схеми котла

Aalborg D – допоміжний котел, що працює на рідкому пальному та має вертикальну двобарабанну компоувку. Топка в ньому виконана з мембранних стінок, це дозволило мінімізувати товщину вогнеупорних поверхонь та зменшити масу та габарити котла, зберігаючи міцність та надійність роботи при значних теплових навантаженнях. Конвекційна секція теплообмінної поверхні складається з прямих труб круглого перерізу із вигнутими штиревидними виносними ребрами, які забезпечують високий коефіцієнт теплопередачі та низькі втрати тиску.(рис 4.1) Циркуляція по воді забезпечується опускними трубами, розташованими зовні топки.

Корпус котла складається з паротвірних труб конвективного пучка, екранних труб, опускних труб, пароводяного і водяного колекторів. Конвективний

					КРБ.6.135.4211.05.04.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

пучок має шахову будову. Кріплення труб в колекторах виконано шляхом роздачі кінців труб спеціальним інструментом – вальцовкою.

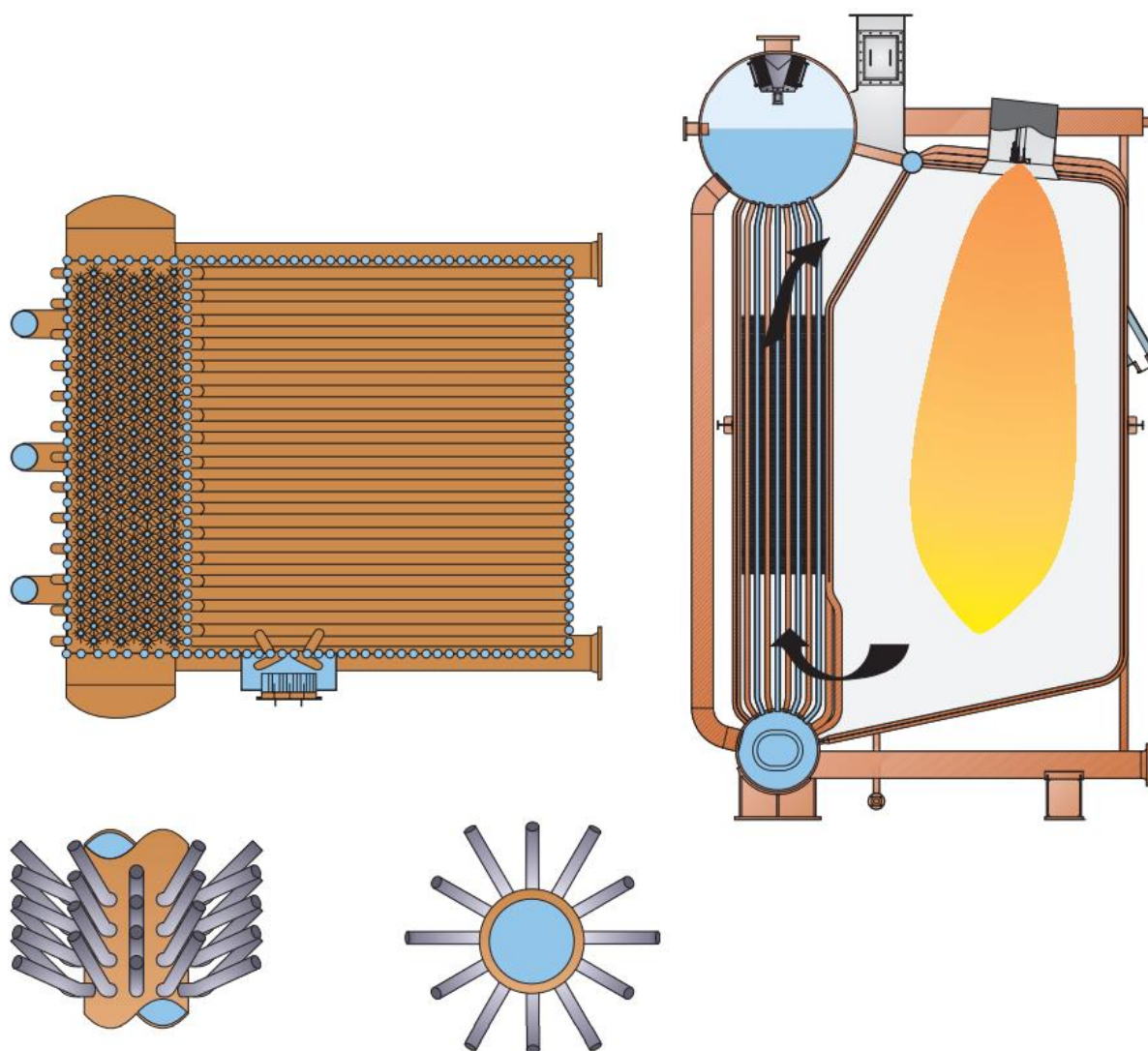


Рис. 4.1 Компонувальної схеми та елементи теплообмінної поверхні

Колектори зварні і складаються з обичайок і двох приварних штампованих днищ. На задньому днищі пароводяного колектора і на обох днищах водяного колектора зроблені овальні лази-отвори, що закриваються зсередини кришками за допомогою двох зовнішніх скоб, шпильок і гайок. До стінок колекторів приварені штуцера, патрубки та інші елементи для приєднання труб, арматури і стінок кожуха.

Кожух котла зварений, газоцільний, утворений подвійними фронтовими (передній, задній), бічними і стельової стінками, виконаними з листового і профільного прокату.

					КРБ.6.135.4211.05.04.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Опори котла кріплять до перехідних стільців болтами і гайками. Одну з опор закріплюють нерухомо, інші для забезпечення свободи температурних деформацій роблять рухливими. За нерухомо зазвичай вибирають опору, яка в плані розташовується ближче до стопорного клапану з метою зменшення впливу теплового розширення конструкції котла на деформацію головного паропроводу. Наступна опора, встановлена на одній з нею лінії, паралельної осі колектора, рухома тільки в напрямку цієї лінії. Третя опора рухома в поперечному, а четверта - в поздовжньому і поперечному напрямках. Рухомість опори забезпечується тим, що отвори під болти роблять овальними. На болти всіх опор надіті дистанційні втулки, висота яких на 1 мм більше товщини плити опори. Перехідні стільці приварюють до суднового фундаменту.

Котли типу Aalborg D повністю автоматизовані і розраховані на експлуатацію без постійної вахти. У них спалюють різні види палива: дизельне, моторне і мазути. При навантаженнях до 20% номінальної подача палива в топку регулюється позиційно (включено-вимкнено). При навантаженнях більше 20% здійснюється плавне (пропорційне) регулювання, тобто витрата палива і відповідна йому кількість повітря змінюються пропорційно паропроодуктивності; при цьому тиск пари підтримується постійним. Залежно від умов розміщення котлоагрегати можуть бути правого або лівого компоновання, що визначається розташуванням вихідного патрубку газоходу.

Наявність додаткових поверхонь нагріву для паропроодуктивності до 25 т/год пари тиском 1,2 МПа є недоцільною, як і застосування окремої поверхні перегріву пару, що значно збільшують масу та габарити котла. Схема компоновки з зазначенням основних габаритних розмірів наведено на рис 4.2.

Aalborg D зазвичай комплектуються топковим пристроєм Aalborg KB-W 150W - 550W, він повністю автоматизований, конструкція компактна, надійна та проста у обслуговуванні, що повністю задовольняє основні вимоги до нього.

					КРБ.6.135.4211.05.04.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

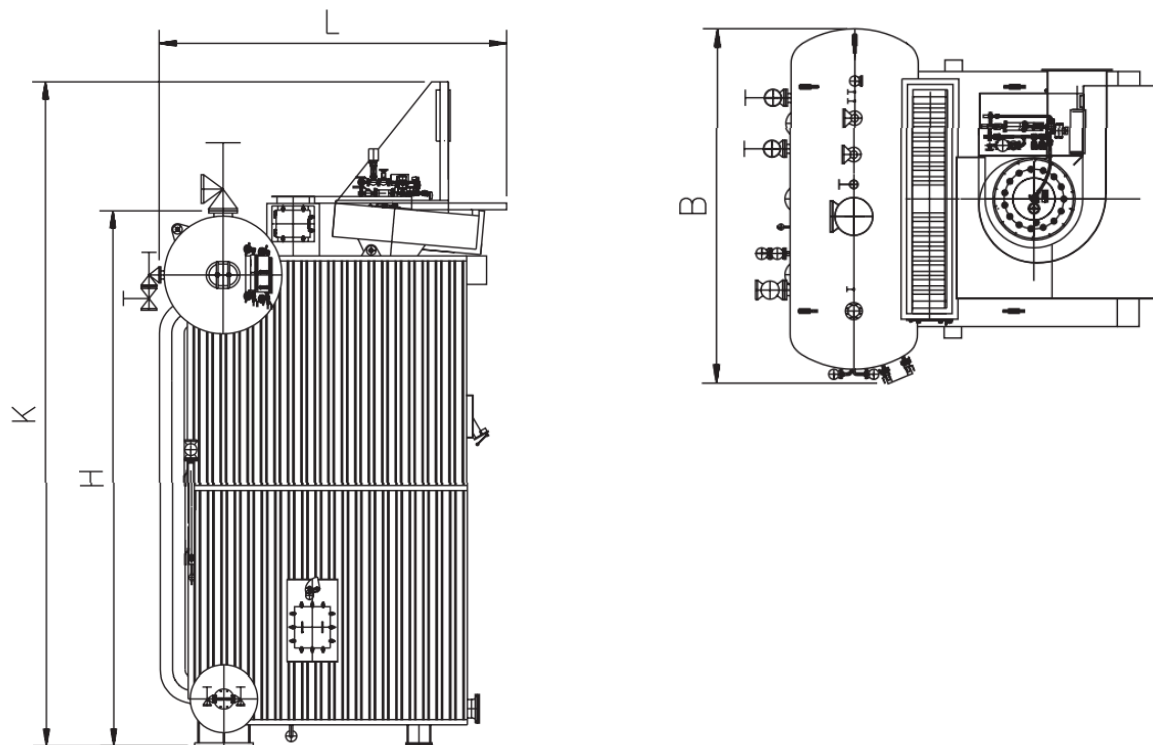


Рис 4.2 Компонувальна схема та габарити Aalborg D.

4.3. Розрахунок процесу горіння:

Розрахунки виконуються за методикою [15] у табличній формі.

Таблиця 4.1 Вихідні данні

№	Величина	Позначення	Одиниця виміру	Формула або джерело	Величина
1	2	3	4	5	6
1	Паропроодуктивність котла	$D_{н.п}$	кг/с т/год	[2]	4,17 15,0
2	Тиск насиченої пари	P_s	МПа	Розділ 2	1,2
3	Температура насиченої пари	t_s	°C	[15]	188
4	ККД котла	η	%	[17]	90
5	Температура живильної води	$t_{п.в}$	°C	[17]	60
6	Температура повітря на вході до топки	$t_{х.в}$	°C	[2, 15]	45
7	Коефіцієнт надлишку повітря	α	-	[15]	1,1
8	Кількість форсунок	$N_{форс}$	шт.	[16]	2
9	Марка палива		-	[2]	MGO
10	Нижча теплота згоряння палива	$Q_{н.р.}$	кДж/кг	[15]	$42,5 \times 10^3$
11	Витрата розпилюючої пари на форсунку	G_f	кг/кг	[15]	0,04
12	Тиск розпилюючої пари	p_f	МПа	[15]	0,3
13	Вологовміст атмосферного повітря	d	кг/кг	[15]	0,01

Таблиця 4.2 Розрахунок кількості повітря та продуктів згоряння

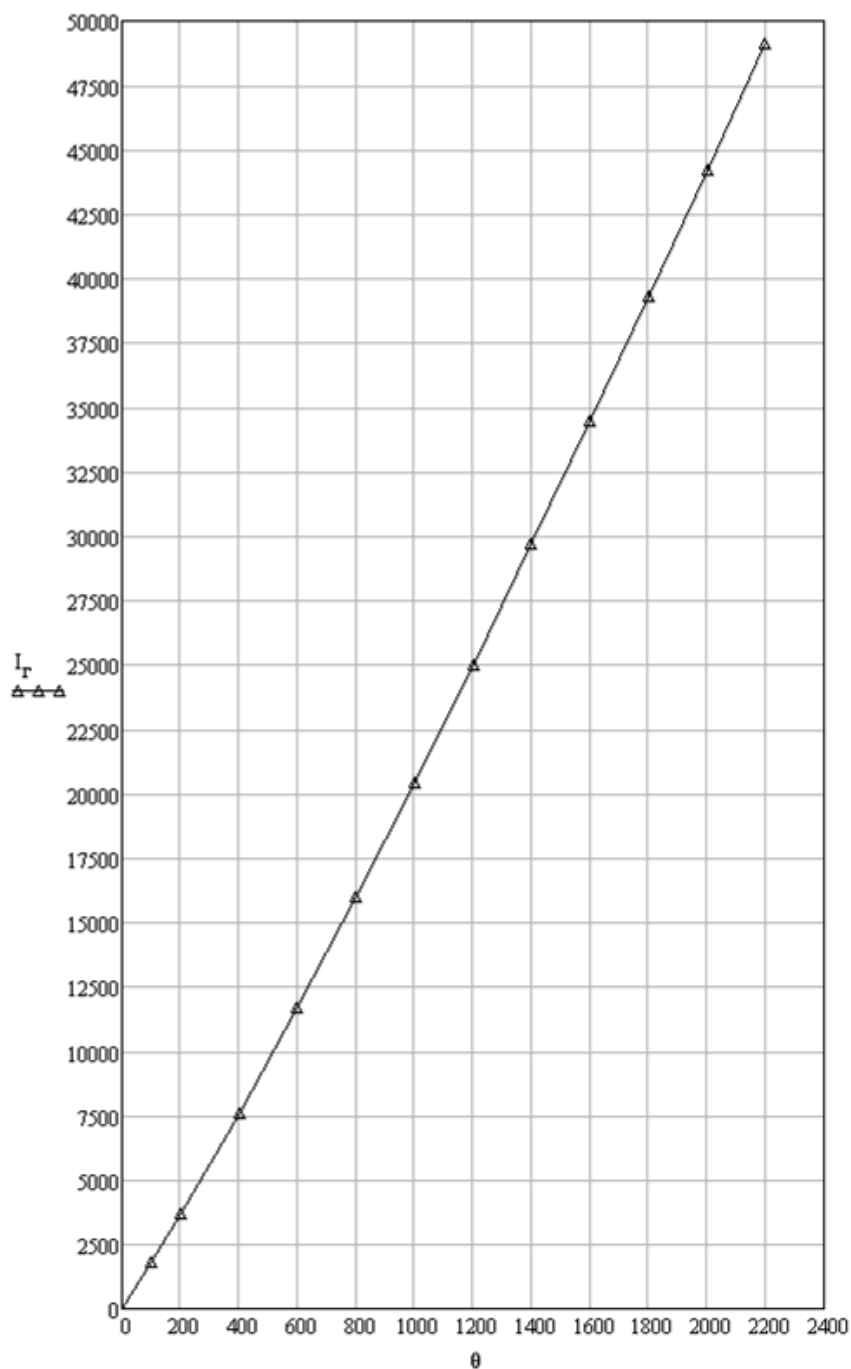
№	Величина	Позначення	Одиниця виміру	Формула або джерело	Величина
1	2	3	4	5	6
1	Склад палива на робочу масу	C_p	%	[15]	86,3
		H_p	%		13,3
		S_p	%		0,3
		O_p	%		0,1
		A_p	%		0,01
		W_p	%		0,0
2	Теоретична кількість сухого повітря	V_o	$\text{м}^3/\text{кг}$	$V_o = 0,0889(C_p + 0,375S_p) + 0,265H_p - 0,0333O_p$	11,2
3	Об'єм триатомних газів	V_{RO2}	$\text{м}^3/\text{кг}$	$V_{RO2} = 0,0187(C_p + 0,375 \cdot S_p)$	1,616
4	Теоретичний об'єм водяної пари	V_{H2O}	$\text{м}^3/\text{кг}$	$0,111H_p + 0,0124W_p + 1,24G_\phi + 1,6 \cdot d \cdot \alpha \cdot V_o$	1,723
5	Теоретичний об'єм водяної пари при $\alpha = 1$	V_{oH2O}	$\text{м}^3/\text{кг}$	$0,111H_p + 0,0124W_p + 1,24G_\phi + 1,6 \cdot d \cdot \alpha \cdot V_o$	1,705
6	Теоретичний об'єм азоту при $\alpha = 1$	$V_{o.N2}$	$\text{м}^3/\text{кг}$	$0,79 \cdot V_o$	8,8
7	Теоретичний об'єм кисню	$V_{o.O2}$	$\text{м}^3/\text{кг}$	$0,21(\alpha - 1) \cdot V_o$	0,235
8	Теоретичний об'єм продуктів згоряння при $\alpha = 1$	$V_{o.r}$	$\text{м}^3/\text{кг}$	$V_{RO2} + V_{oNO2} + V_{oH2O}$	12,172
9	Дійсний об'єм продуктів згоряння	V_r	$\text{м}^3/\text{кг}$	$V_{RO2} + V_{oN2} + V_{oH2O} + (1 + 1,6 \cdot d) \cdot (\alpha - 1) \cdot V_o$	13,31
10	Об'ємні частки триатомних газів:	r_{RO2}	-	$\frac{V_{RO2}}{V_r}$	0,121
11	Об'ємні частка водяної пари	r_{H2O}	-	$\frac{V_{H2O}}{V_r}$	0,129
12	Об'ємна частка суми триатомних газів	r_Π	-	$r_{RO2} + r_{H2O}$	0,251

Розрахунок ентальпій повітря та продуктів згоряння проводиться в табличній формі з побудовою $I-T$ – діаграми за методикою наведеною у [15]. Результати розрахунків використані при побудові діаграми.

					КРБ.6.135.4211.05.04.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.3. Розрахунок для побудови I - t діаграми

$t, ^\circ\text{C}$	V_{RO_2}		$V_{\text{N}_2}^0$		$V_{\text{H}_2\text{O}}^0$		$I_{\text{пов}}^0$	$I_{\text{г}}^0$	$I_{\text{г}}$
	c_{RO_2}	$V_{\text{RO}_2} c_{\text{RO}_2}$	c_{N_2}	$V_{\text{N}_2}^0 c_{\text{N}_2}$	$c_{\text{H}_2\text{O}}$	$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 c_{\text{H}_2\text{O}}$			
100	1,7	2,74	1,29	11,49	1,32	2,56	1482	1678	1827
200	1,787	2,88	1,3	11,5	1,52	2,6	2984	3397	3696
400	1,93	3,1	1,31	11,6	1,56	2,67	6069	6977	7584
600	2,04	3,3	1,34	11,86	1,62	2,75	9296	10750	11680
1000	2,2	3,56	1,4	12,31	1,72	2,93	16100	18820	20430
1400	2,31	3,73	1,44	12,7	1,83	3,11	23260	27380	29700
1800	2,39	3,86	1,47	12,99	1,92	3,27	30610	36250	39610
2200	2,45	3,95	1,5	13,23	2,0	3,41	38110	45320	49130

Рис.4.3 I - t діаграма продуктів згоряння

					КРБ.6.135.4211.05.04.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.4. Тепловий баланс котла

Використовуємо [15] з наведеним методом розрахунку.

Таблиця 4.4 Складання попереднього теплового балансу котла

№	Величина	Позначення	Одиниця виміру	Формула або джерело	Величина
1	2	3	4	5	6
1	Теплоємності при температурі повітря на вході в топку: сухого повітря: водяної пари:	$c_{с.пов}$ c_{H_2O}	кДж/м ³	Приймаємо [14]	1,299 1,499
2	Теплоємність палива	$c_{пал}$	кДж/м ³ К	$1,74+0,0025 t_{п}$	2,027
3	Ентальпії: холодного повітря: розпилюючої пари; фізична теплота палива насиченої пари живильної води	$I_{х.пов}$ $i_{ф}$ $i_{пал}$ $i_{н.п}$ $i_{ж.в}$	кДж/кг	$I_{х.пов} = \alpha \cdot V_0 \cdot (c_{с.пов} + 1,6c_{H_2O} \cdot d) \cdot t_{х.пов}$ $i_{ф} = f(p)$ [14] $i_{пал} = c_{пал} \cdot t_{пал}$ [14] [14]	733,8 2725,0 233,1 2783,4 251,1
4	Теплота, що вноситься з паром:	$Q_{ф}$	кДж/кг	$Q_{ф} = G_{ф}(i_{ф} - 2500)$	8,99
5	Наявна теплота	$Q_{р.р}$	кДж/кг	$Q_{р.р} = Q_{н.р.} + i_{пал} + Q_{ф}$	42940
6	Відносні втрати тепла: від хімічної неповноти згоряння: від зовнішнього охолодження: з відхідними газами:	q_3 q_5 q_2	кДж/кг	Приймаємо [15] Приймаємо [15] $q_2 = 100 - (\eta + q_3 + q_5)$	0,005 0,01 9,98
7	Теплові втрати з відхідними газами	Q_2	кДж/кг	$Q_2 = \left(\frac{q_2}{100} \right) Q_{р.р}$	4288
8	Ентальпія відхідних газів:	$i_{відх}$	кДж/кг	$I_{відх} = Q_2 + I_{х.пов}$	5022
9	Температура відхідних газів:	$t_{відх}$	°С	з $i-t$ – діаграми ($I-T$ діаграми)	269
10	Розрахункова масова витрата палива	$B_{розр}$	кг/с	$B_{розр} = \frac{D_{н.п}(i_{н.п} - i_{ж.в})}{Q_{р.р} \cdot \left(\frac{\eta}{100} \right)}$	0,275
11	Коефіцієнт збереження теплоти	ϕ		$\phi = 1 - \frac{q_5}{\eta + q_5}$	0,99

Таблиця 4.5 Складання попереднього теплового балансу котла

№	Величина	Позначення	Одиниця виміру	Формула або джерело	Величина
1	2	3	4	5	6
1	Теплоємності при температурі повітря на вході в топку: сухого повітря: водяної пари:	$c_{с.пов}$ c_{H_2O}	кДж/м ³	Приймаємо [14]	1,299 1,499
2	Теплоємність палива	$c_{пал}$	кДж/м ³ К	$1,74 + 0,0025 t_{п}$	2,027
3	Ентальпії: холодного повітря: розпилюючої пари; фізична теплота палива насиченої пари живильної води	$I_{х.пов}$ $i_{ф}$ $i_{пал}$ $i_{н.п}$ $i_{ж.в}$	кДж/кг	$I_{х.пов} = \alpha \cdot V_0 \cdot (c_{с.пов} + 1,6c_{H_2O} \cdot d) \cdot t_{х.пов}$ $i_{ф} = f(p)$ [14] $i_{пал} = c_{пал} \cdot t_{пал}$ [14] [14]	733,8 2725,0 233,1 2783,4 251,1
4	Теплота, що вноситься з паром:	$Q_{ф}$	кДж/кг	$Q_{ф} = G_{ф}(i_{ф} - 2500)$	8,99
5	Наявна теплота	$Q_{р.р}$	кДж/кг	$Q_{р.р} = Q_{н.р.} + i_{пал} + Q_{ф}$	42940
6	Відносні втрати тепла: від хімічної неповноти згоряння: від зовнішнього охолодження: з відхідними газами:	q_3 q_5 q_2	кДж/кг	Приймаємо [15] Приймаємо [15] $q_2 = 100 - (\eta + q_3 + q_5)$	0,005 0,01 9,98
7	Теплові втрати з відхідними газами	Q_2	кДж/кг	$Q_2 = \left(\frac{q_2}{100} \right) Q_{р.р}$	4288
8	Ентальпія відхідних газів:	$i_{відх}$	кДж/кг	$I_{відх} = Q_2 + I_{х.пов}$	5022
9	Температура відхідних газів:	$t_{відх}$	°С	з $i-t$ – діаграми ($I-T$ діаграми)	269
10	Розрахункова масова витрата палива	$B_{розр}$	кг/с	$B_{розр} = \frac{D_{н.п}(i_{н.п} - i_{ж.в})}{Q_{р.р} \cdot \left(\frac{\eta}{100} \right)}$	0,275
11	Коефіцієнт збереження теплоти	ϕ		$\phi = 1 - \frac{q_5}{\eta + q_5}$	0,99

4.5. Тепловий розрахунок теплообмінної поверхні топки та конвективного притопкового пучка

У цьому пункті розглядаються розрахунки пов'язані з топкою та конвективною паротвірною поверхнею притопкового пучка. Методика є частиною методики розрахунку котлів у [15].

					КРБ.6.135.4211.05.04.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.6 Розрахунку теплообміну в топці та уточнення габаритів

№	Величина	Позначення	Одиниця виміру	Формула або джерело	Величина
1	2	3	4	5	6
1	Теплонапруга топкового простору	$q_{\text{топки.квт}}$	кВт/м ³	Приймаємо [15]	1500
2	Об'єм топки	$V_{\text{топки}}$	м ³	$\frac{B_{\text{розр}} \cdot Q_{\text{р.р}}}{q_{\text{топки}}}$	8,4
3	Розрахункова продуктивність однієї форсунки	$B_{\text{форс}}$	кг/с	$\frac{B_{\text{розр}}}{N_{\text{форс}}}$	0,138
4	Розрахункова довжина топки	D	м	$4,8 \cdot \sqrt{B_{\text{розр}}}$	1,83
5	Витрата повітря через отвір фурми,:	$V_{\text{ф}}$	м ³ /с	$\frac{(\alpha \cdot V_0 \cdot B_{\text{розр}}) \cdot (t_{\text{х.пов.}} + 273)}{273}$	2,1
6	Швидкість повітря через отвір фурми	$\omega'_{\text{ф}}$	м/с	приймаємо[15]	4,1
7	Живий переріз фурми	$f'_{\text{ф}}$	м ²	$\frac{V_{\text{ф}}}{\omega'_{\text{ф}}}$	0,51
8	Розрахунковий діаметр фурми	$d'_{\text{ф}}$	м	$\sqrt{\frac{f'_{\text{ф}}}{0,785}}$	0,8
9	Прийнятий діаметр фурми	$d_{\text{ф}}$	м	округляємо $d'_{\text{ф}}$	0,8
10	Прийнятий переріз фурми	$f_{\text{ф}}$	м ²	$0,785 \cdot d_{\text{ф}}^2$	0,502
11	Дійсна швидкість повітря через отвір фурми	$\omega_{\text{ф}}$	м/с	$\frac{V_{\text{ф}}}{f_{\text{ф}}}$	4,19
12	Парове навантаження дзеркала випаровування	$R_{\text{з.вип}}$	кг/м ² с	приймаємо[15]	2.8
13	Внутрішній діаметр пароводяного колектора	$d_{\text{п.к.}}$	м	$\frac{D_{\text{н.п}}}{R_{\text{з.вип}} \cdot L_{\text{топки}}}$	0,86
14	Внутрішній діаметр водяного колектора	$d_{\text{в.к.}}$	м	приймаємо[15]	0,6
15	Площа поперечного перерізу топки	$F_{\text{топки}}$	м ²	$\frac{V_{\text{топки}}}{L_{\text{топки}}}$	4,5
Побудова ескізу топки та уточнення розмірів					
16	Опромінена довжина ділянок променесприймаючих труб: - екрану - першого ряду притопкового пучка	$l_{\text{екр}}$ $l_{\text{п}}$	м м	з ескізу топки з урахуванням загальної компоновки [10]	4,2 3,2
17	Умовна променесприймаюча поверхня нагріву топки	$H_{\text{л}}$	м ²	$(l_{\text{екр}} + l_{\text{п}}) \cdot L_{\text{топки}}$	13,6

					КРБ.6.135.4211.05.04.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1	2	3	4	5	6
18	Повна площа поверхні стін топки	$F_{\text{ст}}$	м^2	$H_{\text{л}} + 2 \cdot F_{\text{топки}}$	22,7
19	Ступінь екранування топки	$\phi_{\text{топки}}$		$\frac{H_{\text{л}}}{F_{\text{ст}}}$	0,59
20	Ефективна товщина випромінюючого шару	$S_{\text{топки}}$	м	$3,6 \cdot \left(\frac{V_{\text{топки}}}{F_{\text{ст}}} \right)$	1,33
Розрахунок теплообміну в топці:					
21	Ентальпія газів при адіабатній температурі	$I_{\text{а}}$	кДж/кг	$Q_{\text{р.р.}} - (1 - q_3) + I_{\text{хпов}}$	43460
22	Адіабатна температура газів	$t_{\text{а}}$	$^{\circ}\text{C}$	з I - T – діаграми	1970
23	Адіабатна температура газів:	$T_{\text{а}}$	К	$t_{\text{а}} + 273$	2243
24	Температура газів на виході із топки	$t'_{\text{т}}$	$^{\circ}\text{C}$	Приймаємо [15]	1236
25	Температура газів на виході із топки	$T_{\text{т}}$	К	$t'_{\text{т}} + 273$	1509
26	Тиск в топці	$p_{\text{т}}$	МПа	Приймаємо [15]	0,1
27	Ентальпія газів на виході із топки	$I'_{\text{т}}$	кДж/кг	з I - T – діаграми	25850
28	Середня сумарна теплоємність газів	$\Sigma V_{\text{с}}$	кДж/кг К	$\frac{I_{\text{а}} - I'_{\text{т}}}{t_{\text{а}} - t'_{\text{т}}}$	23,93
29	Коефіцієнт ослаблення променів: сажистими частками триатомними газами	$\kappa_{\text{с}}$	$1/\text{МПа м}$	$0,3(2 - \alpha) \left[1,6 \cdot \left(\frac{T_{\text{т}}}{1000} \right) - 0,5 \right] \cdot \frac{C_{\text{р}}}{H_{\text{р}}}$	3,3
		κ		$\left[\left(\frac{2,47 + 5,06 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{r_{\text{п}} p_{\text{т}} S_{\text{топки}}} \right) - 1 \right] \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T_{\text{т}}}{1000} \right) \cdot r_{\text{п}}$	1,7
30	Ступінь чорноти: триатомних газів випромінюючого полум'я:	$a_{\text{г}}$		$1 - e^{-k \cdot p_{\text{т}} \cdot S_{\text{топки}}}$	0.21
		$a_{\text{св}}$		$1 - e^{-(k + k_{\text{с}}) \cdot p_{\text{т}} \cdot S_{\text{топки}}}$	0.498
31	Коефіцієнт усереднення (приймаємо) $q_{\text{топки.квт}} < 400 \text{кВт/м}^2$: $q_{\text{топки.квт}} > 1160 \text{кВт/м}^2$: для проміжних значень по формулі	m		0,55 [15] 1,0 [15] $0,308 + 0,595 q_{\text{в}} \cdot 10^{-3}$	1,0
32	Ефективність ступеня чорноти факела	$a_{\text{ф}}$		$m \cdot a_{\text{св}} + (1 + m) \cdot a_{\text{г}}$	1,09
33	Коефіцієнт забруднення екранних труб (приймаємо)	ξ		Приймаємо [15]	0,4
34	Ступінь чорноти топки	$a_{\text{т}}$		$\frac{a_{\text{ф}}}{a_{\text{ф}} + (1 - a_{\text{ф}}) \cdot \xi \cdot \phi_{\text{топки}}}$	1,04

1	2	3	4	5	6
35	Критерій Больцмана	Bo		$\frac{\phi B_{розр} \Sigma V_C}{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \zeta F_{T.пром} T_a^3}$	2,02
36	Температура газів на виході з топки: безрозмірна	Θ		$\frac{Bo^{0,6}}{0,69 a_m^{0,6} + 1,03 Bo^{0,6}}$	0,673
	у числовому вигляді	t_T	$^{\circ}C$	$t_T = \Theta T_a - 273$	1237
37	Розрахункова ентальпія газів на виході із топки	I_T	кДж/кг	з $I-T$ – діаграми	25860
38	Теплова потужність променесприймаючої поверхні топки	$Q_{\text{л}}$	кВт	$\phi(I_a - I_T) B_{розр}$	5168
39	Похибка(не повинна перевищувати $10^{\circ}C$)		$^{\circ}C$	$t'_T - t_T$	1

Таблиця 4.7 Конструктивний розрахунок конвективного притопкового пучка

№	Величина	Позначення	Одиниця виміру	Формула або джерело	Величина
1	2	3	4	5	6
1	Зовнішній діаметр труб	d	м	Приймаємо [15]	0,032
2	Крок труб: поперечний поздовжній	s_1 s_2	м	Приймаємо [10,15]	0,06 0,09
3	Кількість труб в одному ряду	z_1	шт	$\frac{L_{\text{топки}}}{s_1}$	30
4	Повна довжина труб середнього ряду пучка	l	м	з ескізу котла [10]	3,2
5	Живий переріз для проходу газів	F_T	м ²	$\frac{(3,14 \cdot D_0^2)}{4} - z_1 \cdot d$	2,74
6	Поверхня нагріву одного ряду	$H_{\text{ряду}}$	м ²	$\pi \cdot d \cdot l \cdot z_1$	9,86
7	Теплова потужність паротвірного притопкового пучка	$Q_{\text{п}}$	кВт	$D_{\text{н.п.}} \cdot (i_{\text{пар}} - i_{\text{ж.в.}}) - Q_{\text{л}}$	6181
8	Ентальпія газів на виході з пучка	I_1	кДж/кг	$I_T - \frac{Q_{\text{п}}}{\phi \cdot B_{розр}}$	4809
9	Температура газів на виході з пучка	t_1	$^{\circ}C$	з $I-T$ – діаграми	258
10	Середня температура газів в пучку	$t_{\text{п}}$	$^{\circ}C$	$\frac{t_1 + t_T}{2}$	747
11	Середня температура газів в пучку	$T_{\text{п}}$	К	$t_{\text{п}} + 273$	1020
12	Середня швидкість газів в пучку	ω_T	м/с	$B_{розр} \cdot V_T \frac{T_{\text{п}}}{273 \cdot F_T}$	5,3

1	2	3	4	5	6
13	Коефіцієнт теплопровідності газів	λ_r	Вт/м К	Приймаємо [14]	0,087
14	Коефіцієнт кінематичної в'язкості газів	ν_r	м ² /с	Приймаємо [14]	$1,1 \times 10^{-4}$
15	Критерій Прандтля газів	Pr_r		Приймаємо [14]	0,59
16	Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією	α_k	Вт/м ² К	$\left(\frac{\lambda_r}{d}\right) \cdot \left(\frac{\omega_r \cdot d}{\nu_r}\right)^{0,6} \cdot Pr_r^{0,33} \cdot C_z \cdot C_s, \text{ де}$ $\sigma_1 = \frac{s_1}{d}; \sigma_2 = \frac{s_2}{d} \phi; \sigma = \frac{(\sigma_1 - 1)}{(\sigma_2 - 1)} = 1$ $C_s = 0,34 \phi \cdot \sigma^{0,1} = 0,34$	57,3
17	Густина теплового потоку поверхні нагріву пучка	q_n	Вт/м ²	Приймаємо [15]	20000
18	Коефіцієнт забруднення труб пучка	ε	м ² /К Вт	Приймаємо [15]	8×10^{-3}
19	Температура зовнішньої поверхні забруднюючого шару	$t_{забр}$	°С	$t_s + \varepsilon \cdot q_n$	347
20	Температура зовнішньої поверхні забруднюючого шару	$T_{забр}$	К	$t_{забр} + 273$	620
21	Ефективна товщина випромінюючого шару	s_{ef}	м	$0,9 \cdot d \left[\left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot d^2} \right) - 1 \right]$	0,165
22	Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами	κ_n	1/МПа м	$\left[\left(\frac{2,47 + 5,06 \cdot r_{H_2O}}{r_n \cdot p_n \cdot s_n} \right) - 1 \right] \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T_i}{1000} \right) \cdot r_n$	2.5
23	Ступінь чорноти триатомних газів	$a_{г.п}$		$1 - e^{-\kappa_n p_n s_n}$	0,28
24	Коефіцієнт тепловіддачі: випромінюванням триатомних газів	$\alpha_{л}$	Вт/м ² К	$5,1 \cdot 10^{-8} \cdot a_{г.п} \cdot T_n^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_n}{T_i} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_n}{T_i}}$	32,05
	від газів до стінки :	α_1		$\alpha_{л} + \alpha_k$	90,1
25	Коефіцієнт теплової ефективності	ψ		Приймаємо [10,15]	0,49
26	Коефіцієнт теплопередачі	k	Вт/м ² К	$\psi \cdot (\alpha_{л} + \alpha_k)$	44,1
27	Температурний напір	Δt	°С	$\frac{t_r - t_1}{\ln(t_r - t_s) / \ln(t_1 - t_s)}$	598
28	Розрахункова поверхня нагріву паротвірного притопкового пучка	H_n	м ²	$Q_n \cdot \frac{10^3}{k \cdot \Delta t}$	233,9
29	Розрахункова кількість рядів труб у пучку	z_2	шт	$\frac{H_n}{H_{ряд}}$	23,7

1	1	1	1	1	1
30	Прийнята кількість рядів труб у пучку(округляємо)	$z_{2пр}$	шт	округляємо z_2	24
31	Прийнята поверхня нагріву притопкового пучка	$H_{п.пр}$	м ²	$H_{ряд} \cdot z_{2пр}$	226,8

Висновок до розділу 4

1. Розглянуто компоновку водотрубного котла, розташування топкового простору та особливості паротвірної поверхні з двома колекторами. Його високу ефективність забезпечує поверхні, що мають штирьові елементи, що значно підвищує поверхню контакту з газами.
2. Результатами розрахунків є данні по топці та теплообмінній поверхні. Площа поперечного перерізу топки – 4,5 м², внутрішні діаметри пароводяного колектора – 0,86 та водяного – 0,6 м. Теплообмінна поверхня площею 226,8 м² складається з вертикальних 24 труб зовнішній діаметру 0,032 м при шаховому розташуванні.

					КРБ.6.135.4211.05.04.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211.05.05.ПЗ			
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
					Визначення характеристик загальносуднової системи – вантажної	Літ	Аркуш	Аркушів
Студент	Крилов А.В					У	1	
Викладач	Кузнецова С.А.					НУК ім. адмірала Макарова		

РОЗДІЛ 5. ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАГАЛЬНОСУДНОВОЇ СИСТЕМИ – ВАНТАЖНОЇ

5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми.

Вантажна система призначена для виконання вантажних робіт (завантаження і вивантаження). Основними складовими вантажної системи, що відноситься до спеціалізованих систем є насоси, трубопроводи та арматура. Вимоги до них висвітлені у Регістрі судноплавства України том 3 частина VIII «Системи і трубопроводи», розділ 9 «Спеціальні системи наливних і комбінованих судів» [18]. Нижче представлені деякі з цих вимог з урахуванням призначення системи за даними [18].

9.2 . Загальні вимоги до трубопроводів у вантажній зоні

9.2.1. Дистанційно-керована арматура повинна відповідати вимогам 4.1.1.2-4.1.1.4 даної частини.

9.2.2. Валикові приводи для управління клапанами, розташованими всередині вантажних танків, повинні виводитися на відкриту палубу через газонепроникні ущільнення. Приводи повинні бути обладнані пристроями, відкриття чи закриття клапану. Конструкція приводів повинна виключати скупчення в них залишків рідкого вантажу.

9.2.3. Температура пари чи гріючого середовища в закритих просторах всередині вантажній зони не повинна перевищувати 220°C.

9.2.4. Фланці та кріплення на трубопроводах, призначених для присіднання шлангів з берега повинні виконуватися з матеріалів, які виключають можливість іскроутворення.

9.2.5. Трубопроводи на палубі й у вантажних танках повинні бути надійно закріплені і забезпечені компенсаторами. Якщо компенсація теплових розширень здійснюється загинанням труб, радіуси вигинів повинні відповідати вимогам 2.2 даної частини.

9.2.6. Всі ділянки трубопроводів, з'єднаних між собою фланцями, повинні мати надійне електричне з'єднання з корпусом судна.

					КРБ.6.135.4211.05.05.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

9.2.7. З метою запобігання розповсюдження вогню на вантаж в конструкції арматури вантажних трубопроводів та газовідвідних пристроїв, кришок вантажних танків не повинні застосовуватися матеріали, що легко втрачають властивості при нагріванні.

9.2.8. На комбінованих суднах повинні бути передбачені пристрої у вигляді заглушок для ізоляції відстійних танків від вантажних.

9.2.9. Якщо на судні передбачені системи через трубопроводи яких можливе сполучення вільних від рідини просторів вантажних танків, на кожному такому трубопроводі повинні встановлюватися вогнеперепинювачі.

9.3. Вантажна система

9.3.1 Вантажні трубопроводи не повинні проходити через цистерни, що не призначені для зберігання вантажу, і не повинні з'єднуватися з іншими цистернами або трубопроводами, в т.ч. з паливними трубопроводами силової установки. Кофердами не повинні мати ніяких з'єднань з вантажними танками. Установка перепускних клапанів в кофердамах не допускається.

Трубопроводи, в яких є небезпека змішування різних сортів вантажу або його обводнення, повинні мати подвійну запірну арматуру.

9.3.2. Кінці наповнюючих труб вантажних танків повинні бути розташовані на найближчу відстань до днища танків, але не ближче ніж на 1/4 внутрішнього діаметра труби.

9.3.3. Відстійні танки на нафтоналивних судах повинні обслуговуватися незалежною системою трубопроводів. Якщо така система не передбачається, всі приймальні і відливні трубопроводи відстійних цистерн повинні бути обладнані перехідними фланцями - заглушками або іншими блокувальними пристроями.

9.3.4. На комбінованих суднах повинні бути передбачені надійні засоби для відсікання трубопроводів відстійних танків від насосного приміщення. Як засіб відключення повинен служити клапан з встановленим за ним перехідним фланцем із заглушкою або знімний патрубок з відповідними глухими фланцями. Це пристрій повинен розташовуватися поблизу відстійних танків, але якщо це виявиться недоцільним або практично нездійсненним, має бути розташоване в

					КРБ.6.135.4211.05.05.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

насосному відділенні безпосередньо за тим місцем, де трубопровід проходить через перегородку.

9.3.5. На комбінованих судах, коли судно зайнято перевезенням сухих вантажів, повинна передбачатися стаціонарна система для перекачування залишків вантажу з відстійних цистерн на відкриту палубу.

Колектор для перекачування залишків вантажу з відстійних цистерн, що встановлюється на відкритій палубі, повинен обладнуватися запірним клапаном і глухим фланцем.

9.3.6. У місцях приєднання вантажних шлангів до вантажних маніфольдів повинен бути передбачений піддон для збору залишків вантажу.

9.3.7. На трубопроводах будь-якого призначення, розташованих у вибухонебезпечних зонах і призначених для приєднання шлангів з берега або іншого судна, повинні бути передбачені такі засоби забезпечення гальванічної безпеки:

.1. електроізолюючі фланцеві з'єднання або непровідні ділянки трубопроводу;

.2. електроізолюючі мати, підкладки та огорожі для запобігання контакту металевих деталей шлангів з корпусом судна.

Виміряна величина опору між металевими частинами шлангом і корпусом судна повинна бути не менше 25 кОм.

9.4. Вантажні насоси

9.4.1. Вантажні і зачисні насоси повинні використовуватися тільки за прямим призначенням. Ці насоси не повинні з'єднуватися з іншими, не вантажними танками. Вантажні і зачисні насоси повинні розміщуватися в окремому приміщенні або бути зануреними.

9.4.3. Конструкція насосів, арматури і їх приводів повинна виключати можливість іскроутворення. Повинні бути прийняті конструктивні заходи з обмеження часу роботи заглибних вантажних насосів в режимі нульової подачі.

					КРБ.6.135.4211.05.05.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

9.4.4. Повинні передбачатися пристрої для зупинки вантажних і зачисних насосів з верхнього майданчика насосного приміщення, що знаходиться на рівні верхньої палуби, або з легкодоступного місця на палубі.

9.4.5. Манометри на напірних магістральних вантажних і зачисних трубопроводах повинні встановлюватися у насосів, а також на верхній площадці насосного приміщення або в ЦПУ вантажними операціями.

9.5. Носові та кормові пристрої навантаження і вивантаження

9.5.1. Вантажний трубопровід для проведення вантажних операцій з носової або кормової частини нафтоналивного судна повинен встановлюватися стаціонарно. При необхідності приєднувальні пристрої цих трубопроводів можуть бути знімними.

9.5.2. Трубопроводи для носової та кормової завантаження і вивантаження повинні прокладатися поза житловими і службовими приміщеннями, а також поза машинними приміщеннями, розташованими в районі житлових приміщень або постів управління.

9.5.3. З'єднання вантажних трубопроводів для вантажних операцій з носа або корми повинні бути зварними. При необхідності можуть бути використані компенсатори. Трубопроводи, розташовані в межах вибухонебезпечної зони, можуть мати роз'ємні з'єднання.

Для з'єднання трубопроводів з клапанами можуть застосовуватися фланцеві з'єднання, зазначені в 2.4. Повинна бути передбачена можливість їх відключення від основної вантажний магістралі або двома клапанами, розташованими у вантажній зоні, що мають пристрої для опломбування в закритому положенні, або одним клапаном, що застосовується спільно зі знімним патрубком або перекидним фланцем.

9.5.4. Ділянка трубопроводу, що використовується для під'єднання з береговою магістраллю, повинен обладнуватися відсічним клапаном і глухим фланцем, а також забезпечуватися піддоном. При використанні спеціальної сполучної муфти глухий фланець може не передбачатися.

					КРБ.6.135.4211.05.05.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

9.5.5. На вантажному трубопроводі повинні передбачатися пристрої для зливу залишків вантажу. Вантажний трубопровід, розташований поза вибухонебезпечною зони, повинен обладнуватися пристроями для видалення вантажу і продувки цього трубопроводу інертним газом. Між вантажним трубопроводом і системою інертних газів має передбачатися пристрій для їх роз'єднання.

9.5.6. На нафтоналивних суднах, що мають носовий вантажне пристрій і призначених для проведення вантажних операцій з виносними точковими причалами, має передбачатися аварійний швидкодіючий пристрій для від'єднання вантажного шланга. Конструкція і розташування такого пристрою є в кожному випадку є предметом спеціального розгляду Регістру .

Опис системи та її розташування на судні

На танкері Jaarli вантажна система виконана в централізованому кільцевому виконанні з вантажним насосним відділенням. Танки з сировою нафтою роз'єднані між собою. При цьому кожен танк має окреме підключення до загальної системи трубопроводів, що обслуговуються загальними вантажними насосами, кількість основних насосів – 2 та 1 резервний. Вантажно-розвантажувальні роботи можуть проводитися по трубопроводах прийому-видачі, розташованих на лівому та правому бортах.

Для завантаження і вивантаження рідкого вантажу застосовують один і той же вантажний трубопровід. Він виконаний з таким розрахунком, щоб перекачування здійснювалося зі швидкістю 2,0-2,5 м/с. Всмоктувальна магістраль прокладена з кожного боку діаметральної переборки поверх набору днища на висоті від днища 1,2 м у напрямку до розвантажувальних насосів. В кінцевих цистернах і в насосному відділенні магістралі лівого і правого бортів з'єднуються поперечним трубопроводом з роз'єднувальним клапаном. Трубопроводи вантажної системи під'єднуються до відповідних насосів. У безпосередній близькості до насоса встановлені фільтри. У системі передбачена взаємозамінність насосів шляхом перемикання клінкетів на перемичках трубопроводів. Кожен насос забезпечений окремим напірним трубопроводом, які

					КРБ.6.135.4211.05.05.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

розміщені на верхній палубі. Ці трубопроводи в середній частині судна закінчуються відгалуженнями на кожен борт.

Магістральний трубопровід за допомогою засувки розбивається на ділянки. Вантаж з кожного танка може відкачуватися по будь-якої гілці магістралі, оскільки в усіх танках є приймальні відростки, з'єднані з правого і лівого борту гілками. Ця особливість при наявних на судні двох вантажних насосів дозволяє розміщувати на судні в будь-якому варіанті і одночасно вивантажувати два різних сорти нафтопродуктів.

Завантаження танкера здійснюється береговими насосними установками, вивантаження - судновими вантажними насосами.

У вантажній системі застосовуються трубопроводи сталеві безшовні гарячекатані без захисного покриття. З'єднання труб переважно фланцеві. В танках трубопроводи закінчуються прийомними разтрубами і забезпечені клінкетами. Арматура використовується сталева дистанційно-керована. При використанні арматури з пневмоприводом у вантажних танках привід обов'язково винесений за межі танків. Запірна арматура трубопроводів клінкетного типу та розташовується як найближче до приємного патрубку. Управління запірною арматурою здійснюється з палуби за допомогою приводів.

Правила експлуатації вантажній системи складається з чотирьох основних розділів: 1) підготовка до дії; 2) обслуговування під час роботи; 3) виведення з дії; 4) обслуговування під час тривалої бездіяльності.

В процесі підготовки системи до дії необхідно очистити всі вантажні танки, закрити клінкети вантажних і баластних трубопроводів, а також всі перепускні клінкети. Провести зовнішній огляд системи та усунути всі несправності. При повсякденному обслуговуванні необхідно стежити за справністю всіх трубопроводів, арматури, шляхових з'єднань, заземлення і контрольно-вимірювальної апаратури, усувати несправності в системі, систематично расхаживать приводи до клінкет.

					КРБ.6.135.4211.05.05.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

5.2 Гідравлічний розрахунок системи

Метою гідравлічного розрахунку системи є визначення напірно-видаткової характеристики трубопроводу.

Вибір та обґрунтування основних розрахункових параметрів

Основними розрахунковими параметрами для гідравлічного розрахунку є подача у системі, діаметри ділянок і швидкості переміщення робочих середовищ, а також швидкість і в'язкість вантажу, довжина простих ділянок трубопроводу.

Вантажну систему розбиваємо на три прості ділянки:

1-2 – всмоктувальний відросток у вантажному танку;

2-3 – всмоктувальна магістраль (від відростку до насосу)

3-4 – напірна магістраль (від насосу до клінкетів палубного трубопроводу, до яких приєднуються берегові з'єднання).

На судні передбачено 12 танків загальним об'ємом 125334 м³, розділених на дві групи (кормові і носові), кожна група обслуговується своїм насосом, місткість кожного танку – 10445 м³.

Визначаємо сумарну подачу насосів у вантажній системі

$$Q_{\Sigma} = \frac{0,9V_{\Sigma}}{\tau} = \frac{0,9 \cdot 125334}{16} = 7050 \text{ м}^3/\text{год},$$

де V_{Σ} – об'єм вантажу, м³; τ – час за який здійснюється вивантаження 90 % вантажу, год (тривалість вивантаження і зачистки танків не повинна перевищувати у сумі нормативний час здійснення вантажних операцій – 10-16 год, приймаємо тривалість вивантаження – 8 год, зачистки – 8 год).

Подача одного насосу повинна складати не менше 3000 м³/год.

Визначимо внутрішній діаметр трубопроводів вантажної системи, приймаючи швидкість у всмоктувальній магістралі – 2,5 м/с, у напірній – 3 м/с, приймаючи подачу у відростку – 590 м³/год, у всмоктувальній та напірній

магістралях – 3000 м³/год: $d_{1-2} = \sqrt{\frac{4Q_{1-2}}{3600\pi v_g}} = 0,290 \text{ м}$, $d_{2-3} = \sqrt{\frac{4Q_{2-3}}{3600\pi v_g}} = 0,650 \text{ м}$,

$$d_{3-4} = \sqrt{\frac{4Q_{3-4}}{3600\pi v_n}} = 0,595 \text{ м}$$

					КРБ.6.135.4211.05.05.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо стандартні умовні значення внутрішніх діаметрів трубопроводів для ділянок 1-2, 2-3 і 3-4 – 0,30 м, 0,80 м і 0,60 м, відповідно.

Оскільки наливне судно для якого проектується вантажна система призначено для перевезення сирої нафти, гідравлічні розрахунки проводимо для найбільш навантаженого режиму роботи, тобто при перекачуванні речовини із найбільшою густиною і в'язкістю. Таким вантажем є сира нафта, густина якої складає 990 кг/м³, кінематична в'язкість при температурі 50°C – $18 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

В таблиці 5.1. наведені значення коефіцієнтів місцевих опорів розрахункових ділянок для вантажної системи, в таблицях 5.2-5.4 гідравлічний розрахунок. Схема розрахункової ділянки на рисунку 5.1.

Приймемо попередньо до установки насоси фірми Hamworthy Pump (Wärtsilä) з характеристиками: подача 3000 м³/год, напір 130 МПа, допустима вакууметрична висота всмоктування 8 м.[19]

Таблиця 5.1. Коефіцієнти місцевих опорів розрахункової ділянки

Ділянка	Місцеві опори, їх кількість	Приведені довжини місцевих опорів, $l_{м.с.}/d_{тр}$	Сумарний коефіцієнт місцевих опорів
1-2	вхід у трубу з приймальною сіткою – 1	25	128
	клінкетна засувка – 1	20	
	відвід під 90° – 1	23	
	трійник – 1	60	
2-3	клінкетна засувка – 2	40	431
	відвід під 90° – 1	23	
	фільтр для нафтопродуктів – 1	100	
	компенсатор лінзовий – 2	28	
	кран триходовий прохідний – 2	180	
	трійник – 1	60	
3-4-3-4	відвід під 90° – 1	23	737
	трійник – 1	60	
	клінкетна засувка – 2	40	
	фільтр для нафтопродуктів – 1	100	
	компенсатор лінзовий – 1	14	
	витратомір – 1	500	

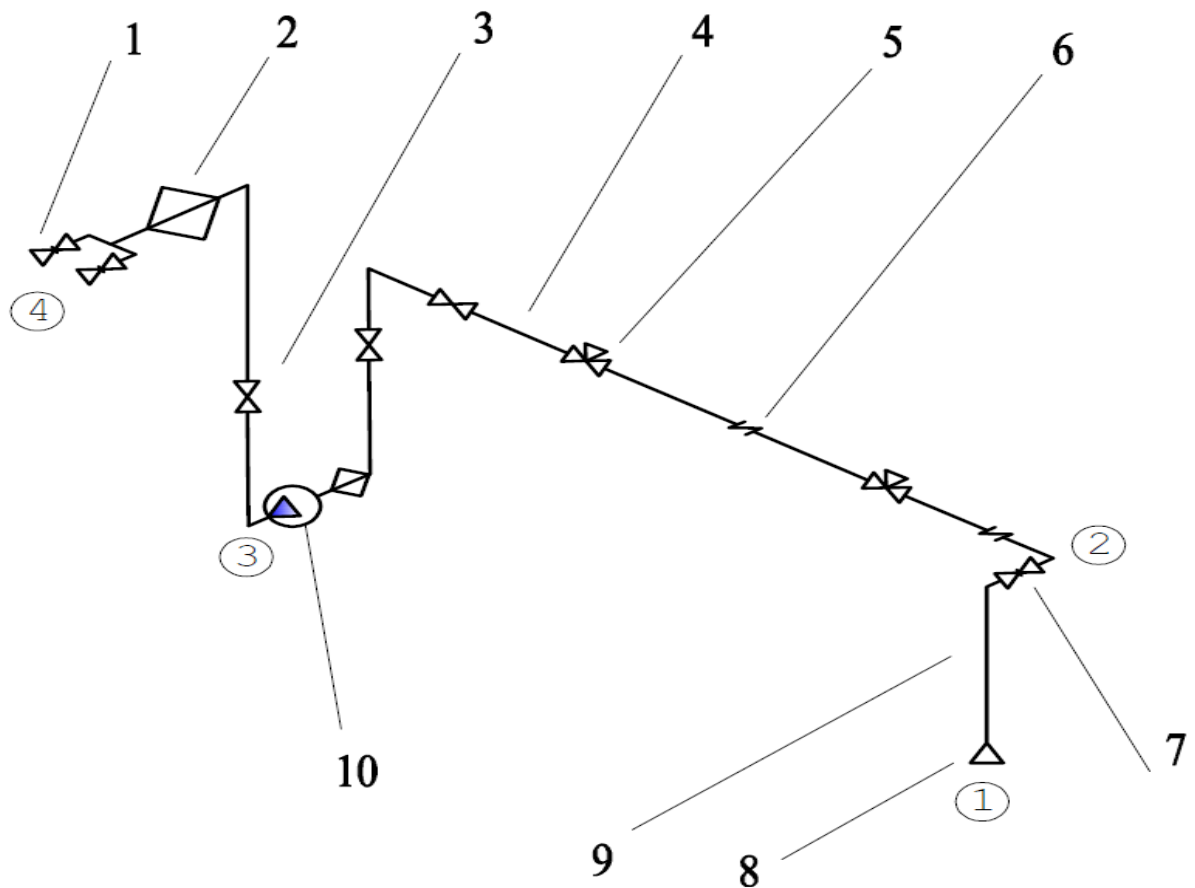


Рис. 5.1. Аксонометрична схема розрахункової ділянки трубопроводу вантажної системи:

- 1 – клінкети прийому/видачі вантажу; 2 – фільтр;
- 3 – запірний клапан; 4 – магістральний трубопровід;
- 5 – триходовий клапан; 6 – компенсатор;
- 7 – клінкетна засувка на відростку у вантажний танк;
- 8 – вхід у трубу з приймальною сіткою; 9 – відросток у вантажний танк/

					КРБ.6.135.4211.05.05.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.2. Гідравлічний розрахунок ділянки системи при подачі $Q = 100\%$

Параметр	Позначення	Номер ділянки		
		1-2	2-3	3-4
1. Подача, м ³ /с	Q	0,164	0,833	0,833
2. Температура, °C	T	50		
3. Густина вантажу, кг/м ³	ρ	990		
4. Кінематична в'язкість, м ² /с	ν	$18 \cdot 10^{-6}$		
5. Діаметр труби, м	d	0,30	0,80	0,60
6. Довжина вертикальних ділянок, м	Δz	7,5	-6	7,5
7. Статична складова напору, м. ст. рід. (метр стовпа рідини)	$H_{cm} = z\rho g 10^{-4}$	7,718	-6,174	7,718
8. Довжина ділянки, м	l	15,7	124,3	79,3
9. Абсолютна шорсткість, мм	e	0,1		
10. Відносна шорсткість	$\varepsilon = \frac{2e}{d_{mp}}$	0,67	0,25	0,33
11. Швидкість, м/с (уточнена)	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$	2,32	1,66	2,95
12. Число Рейнольдса	$Re = \frac{vd}{\nu}$	38688	73690	98254
13. Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = \frac{1}{2\lg(3,7/\varepsilon)^2}$	0,084	0,065	0,070
14. Приведені довжини місцевих опорів	$\sum \frac{l_{m.c}}{d_{mp}}$	128	431	737
15. Коефіцієнти місцевих опорів	$\xi = \lambda \sum \frac{l_{m.c}}{d_{mp}}$	10,71	28,24	51,85
16. Місцеві втрати напору, м. ст. рід.	$H_{мест} = \xi \frac{v^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	2,91	3,92	22,76
17. Втрати напору на тертя, м. ст. рід.	$H_{mp} = \lambda \frac{lv^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	1,19	1,41	4,08
18. Сумарні втрати напору на ділянці, м. ст. рід.	$H_{сум} = H_{mp} + H_{cm} + H_{мест}$	11,38	-0,49	34,11
19. Втрати напору при номінальній подачі, м. ст. рід.		45,01		

Таблиця 5.3. Гідравлічний розрахунок ділянки системи при подачі 80 % від номінальної

Параметр	Позначення	Номер ділянки		
		1-2	2-3	3-4
1. Подача, м ³ /с	Q	0,131	0,666	0,666
2. Температура, °С	T	50		
3. Густина вантажу, кг/м ³	ρ	990		
4. Кінематична в'язкість, м ² /с	ν	$18 \cdot 10^{-6}$		
5. Діаметр труби, м	d	0,30	0,80	0,60
6. Довжина вертикальних ділянок, м	Δz	7,5	-6	7,5
7. Статична складова напору, м. ст. рід. (метр стовпа рідини)	$H_{cm} = z\rho g 10^{-4}$	7,718	-6,174	7,718
8. Довжина ділянки, м	l	15,7	124,3	79,3
9. Абсолютна шорсткість, мм	e	0,1		
10. Відносна шорсткість	$\varepsilon = \frac{2e}{d_{mp}}$	0,67	0,25	0,33
11. Швидкість, м/с (уточнена)	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$	1,86	1,33	2,36
12. Число Рейнольдса	$Re = \frac{vd}{\nu}$	30950	58952	78603
13. Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = \frac{1}{2\lg(3,7/\varepsilon)^2}$	0,084	0,065	0,070
14. Приведені довжини місцевих опорів	$\sum \frac{l_{м.с}}{d_{mp}}$	128	431	737
15. Коефіцієнти місцевих опорів	$\xi = \lambda \sum \frac{l_{м.с}}{d_{mp}}$	10,71	28,24	51,85
16. Місцеві втрати напору, м. ст. рід.	$H_{мест} = \xi \frac{v^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	1,87	2,51	14,57
17. Втрати напору на тертя, м. ст. рід.	$H_{тр} = \lambda \frac{lv^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	0,76	0,91	2,61
18. Сумарні втрати напору на ділянці, м. ст. рід.	$H_{сум} = H_{тр} + H_{cm} + H_{мест}$	9,91	-2,41	24,46
19. Втрати напору при номінальній подачі, м. ст. рід.		31,96		

Таблиця 5.4. Гідравлічний розрахунок ділянки системи при подачі 120% від номінальної

Параметр	Позначення	Номер ділянки		
		1-2	2-3	3-4
1. Подача, м ³ /с	Q	0,197	0,999	0,999
2. Температура, °С	T	50		
3. Густина вантажу, кг/м ³	ρ	990		
4. Кінематична в'язкість, м ² /с	ν	$18 \cdot 10^{-6}$		
5. Діаметр труби, м	d	0,30	0,80	0,60
6. Довжина вертикальних ділянок, м	Δz	7,5	-6	7,5
7. Статична складова напору, м. ст. рід. (метр стовпа рідини)	$H_{cm} = z\rho g 10^{-4}$	7,718	-6,174	7,718
8. Довжина ділянки, м	l	15,7	124,3	79,3
9. Абсолютна шорсткість, мм	e	0,1		
10. Відносна шорсткість	$\varepsilon = \frac{2e}{d_{mp}}$	0,67	0,25	0,33
11. Швидкість, м/с (уточнена)	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$	2,78	1,99	3,54
12. Число Рейнольдса	$Re = \frac{vd}{\nu}$	46426	88428	117905
13. Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = \frac{1}{2\lg(3,7/\varepsilon)^2}$	0,084	0,065	0,070
14. Приведені довжини місцевих опорів	$\sum \frac{l_{m.c}}{d_{mp}}$	128	431	737
15. Коефіцієнти місцевих опорів	$\xi = \lambda \sum \frac{l_{m.c}}{d_{mp}}$	10,71	28,24	51,85
16. Місцеві втрати напору, м. ст. рід.	$H_{мест} = \xi \frac{v^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	4,20	5,65	32,76
17. Втрати напору на тертя, м. ст. рід.	$H_{mp} = \lambda \frac{lv^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	1,72	2,04	5,88
18. Сумарні втрати напору на ділянці, м. ст. рід.	$H_{сум} = H_{mp} + H_{cm} + H_{мест}$	13,19	1,86	45,92
19. Втрати напору при номінальній подачі, м. ст. рід.		60,96		

5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок трубопроводу на міцність

Приймаємо до установки у вантажній системі відцентрові насоси, призначені для перекачування нафтопродуктів та хімічних речовин з густиною до 1870 кг/м^3 . Їх основні характеристики наведено нижче при допустимій вакууметричній висоті всмоктування 8 м:

1. Подача, $\text{м}^3/\text{год}$	3000
2. Напір, м	130
3. Частота обертання, об/хв.	1450
4. ККД	0,65
5. Кавітаційний запас, м	15,8

Виконуємо перевірку на безкавітаційну роботу насосу:

$$H_{\text{вак}}^{\text{доп}} \geq H_{\text{потр}}^{\text{вс}}, \text{ де } H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = 15,8 \text{ м.ст.під.}$$

$$H_{\text{потр}}^{\text{вс}} = 14,8 \text{ м.ст.під.}$$

$15,8 > 14,8$ – умова виконується, насос не кавітує.

Будуємо суміщену напірно-витратну характеристику насоса та вантажної системи (рис. 5.2).

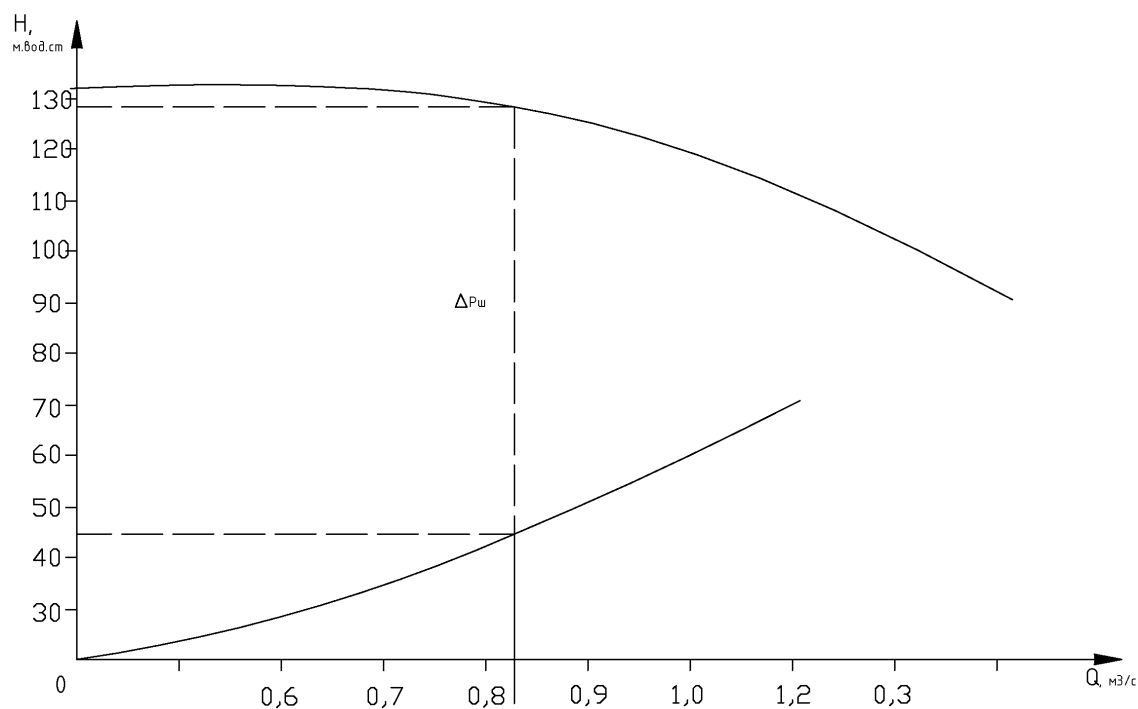


Рис. 5.2. Суміщена напірно-витратна характеристика насоса та системи

					КРБ.6.135.4211.05.05.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Опір дросельної шайби знайдемо із рис. 5.2: $H_{ш} = 85$ м вод.ст.

Коефіцієнт опору дросельної шайби дорівнює: $\zeta = \frac{2gH_{ш}}{v^2 \rho} = 0,269$

Такому опору відповідає $F_0/F_{вн} = 0,97$.

Площа внутрішнього перерізу нагнітаючого трубопроводу складає:

$$F_{вн} = \frac{\pi d^2}{4} = 0,5024 \text{ м}^2$$

$F_0 = 0,4873 \text{ м}^2$, внутрішній діаметр шайби становить: $d_{ш} = 0,789 \text{ м.} \approx 0,8 \text{ м}$

Для з'єднання труб в даній системі використовуються фланцеві і фітингові з'єднання (рис. 5.3-5.4).

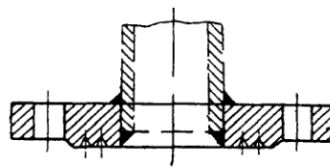


Рис. 5.3. Фланець плоский сталевий

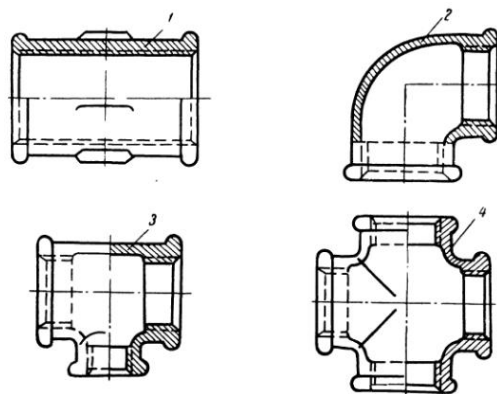
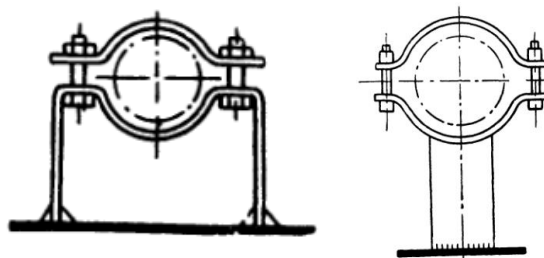


Рис. 5.4. Фітингові з'єднання труб: 1 – муфта; 2 – кутник, 3 – трійник, 4 – хрестовина

Для захисту остаточно змонтованого на судні трубопроводу від вібрації і провисання труби закріплюють підвісками (рис. 5.5), а деякі особливо важкі труби монтують на спеціальні жорсткі опори.



					КРБ.6.135.4211.05.05.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Рис. 5.5. Підвіски, що застосовуються для кріплення труб діаметром до 360 мм

У вантажній системі на рис. трубах всмоктувальних трубопроводів застосовують прийомні сітки, які служать для захисту труб, арматури і механізмів від попадання в них сторонніх предметів, які можуть порушити нормальну роботу трубопроводу (рис. 5.6).

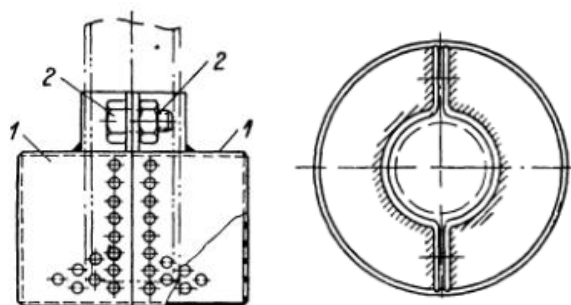


Рис. 5.6. Приймальна сітка з бічними отворами: 1 – рознімна половина сітки; 2 – болт, що кріпить обидві половини сітки на трубі

На рис. 5.7. представлений відросток з приймальним патрубком. Патрубки зазвичай встановлюють на днищі у поздовжньої або кормової переборок вантажного танка. Вони мають сальникове ущільнення, що складається з бронзового кільця 1 і пенькового набивання 3, залитого свинцем 2. Для кращого прийому нафтопродуктів патрубків забезпечений вікнами 5 і кришкою для очищення приймальної коробки 4. Площа перерізу вікон повинна складати не менше 1,5 площі перетину всмоктувального трубопроводу.

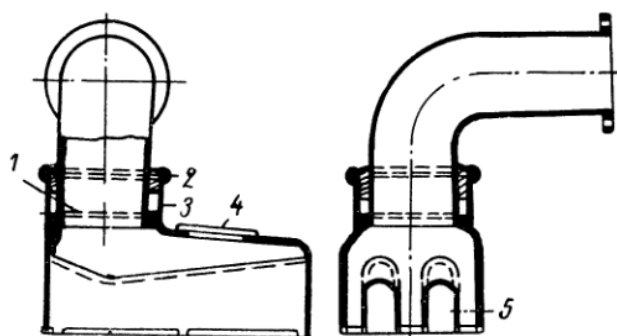


Рис. 5.7. Відросток з приймальним патрубком

Довжина трубопроводу змінюється в залежності від температури стінок. Якщо його кінці жорстко закріплені, то в матеріалі виникають термічні напруги,

					КРБ.6.135.4211.05.05.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

що можуть викликати загини або руйнування трубопроводів, арматури і опор. Особливо значні термічні напруги у вантажних системах при перекачуванні в'язких нафтопродуктів. Компенсатори призначені для зниження температурних напружень в системах трубопроводів до допустимих норм. На рис. 5.8 представлений лінзовий компенсатор, що складається з патрубків 1, полулінзи 2, стакану 3, призначеного для зниження гідравлічного опору, фланця 4 і болта 5.

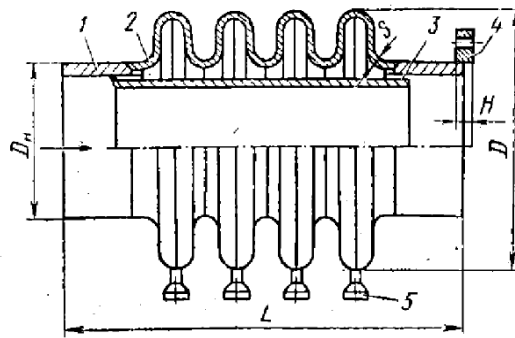


Рис. 5.8. Лінзовий компенсатор

Запірна арматура потрібна для регулювання режиму руху і перемикання напрямку потоку рідини. На вантажних і зачисних трубопроводах застосовують в основному засувки із малим гідравлічним опором. Засувка паралельна з висувним шпинделем фланцева (рис. 5.9) на робочий тиск 1 МПа складається з корпусу 1, двох шиберних пластин 2 з бронзовим кільцем ущільнювача 9, кришки корпусу 3 із сальниковим ущільненням 8 і натискної втулки 4 з болтами 7. Для підйому та опускання шиберів служить шток 8 з прямокутною різьбою, що приводиться до руху маховиком 6. При опусканні шиберів клапан 10 щільно притискає їх до посадочних гнізд. На рис. 5.10 представлений триходовий клапан, що з'єднує відростки палубного трубопроводу з магістральним трубопроводом.

					КРБ.6.135.4211.05.05.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

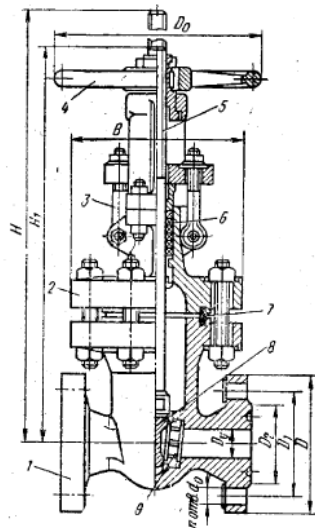


Рис. 5.9. Засувка паралельна з

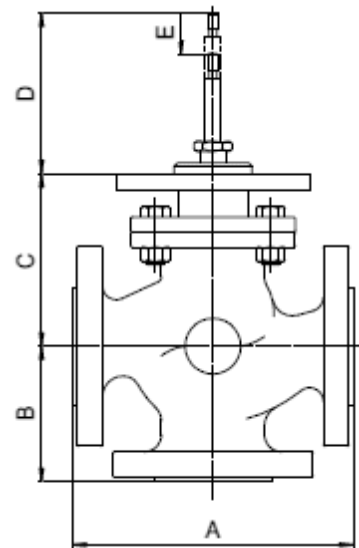


Рис. 5.10. Триходовий клапан

Розрахунок трубопроводу на міцність

Розрахунки на міцність включають визначення необхідної товщини стінок трубопроводів, відстані між опорами і способу компенсації теплових деформацій трубопроводів.

Допустима товщина стінок металевих труб, які працюють під тиском, повинна відповідати більшому зі значень, отриманих за формулою, мм:

$$S = \frac{S_o + b + c}{1 - \left(\frac{a}{100} \right)} = 3,69$$

$$\text{де } S_o = \frac{d \cdot P}{2\sigma \cdot \varphi + p} = \frac{325 \cdot 0,3}{2 \cdot 80 + 0,3} = 0,608 S_0 - \text{теоретична товщина стінки, мм;}$$

$d = 325$ мм – зовнішній діаметр труби, мм; $P = 0,3$ МПа – розрахунковий тиск спрацювання запобіжних клапанів; $p = 1,3297$ МПа – розрахунковий тиск у системі; φ – коефіцієнт надійності (для безшовних труб =1) ; $\sigma = 80$ МПа – допустиме нормальне навантаження; $b = 0,4 S_o \frac{d}{R_n} = 0,4 \cdot 0,608 \cdot \frac{325}{975} = 0,081$ – прибавка, яка враховує фактичне зменшення товщини труби при згинанні, мм

де $R_n = 850$ мм – середній радіус погину труби; $c = 3$ мм – прибавка на корозію для морської води; a – мінусовий виробничий допуск на товщину стінки труби, % (якщо використовується труби без мінусового допуску, $a = 0$)

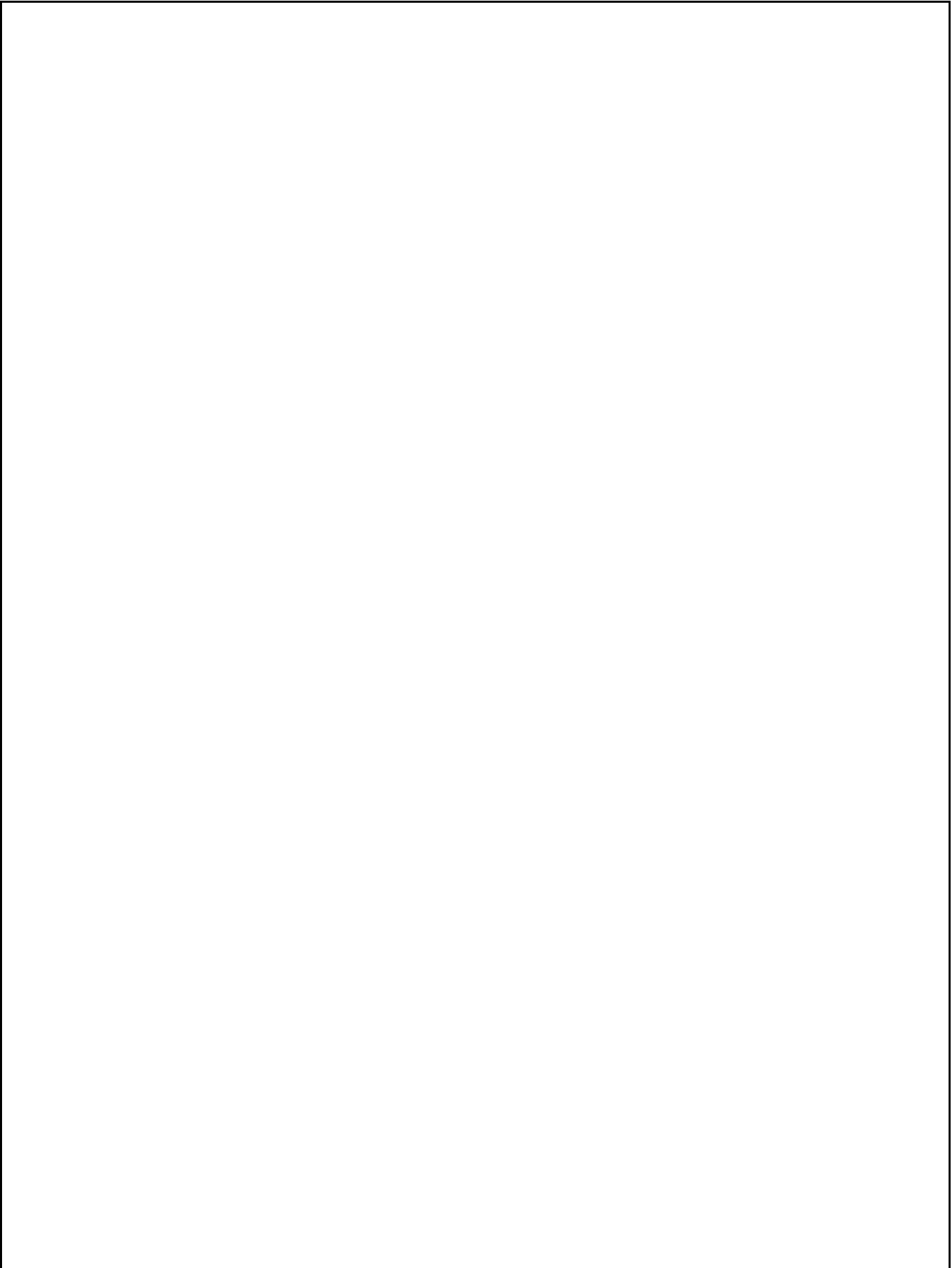
					КРБ.6.135.4211.05.05.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

При розрахунку міцності трубопроводу необхідно враховувати вплив провисання між опорами (підвісками), що призводить до виникнення напруг, які іноді перевищують допустимі значення. Величина максимально можливого прогину не повинна перевищувати 0,003 м.

Висновки по розділу 5

1. Розроблено аксонометричну схему вантажної системи у корпусі судна, визначені її основні складові.
2. Обрано Hamworthy Pump Wärtsilä: подачею 3000 м³, напір 130 м. Додатково для суміщення характеристик встановлено дросельну шайбу діаметром 0,8 м, перевірено насос на кавітацію, трубопровід діаметром 325 перевірено на міцність.

					КРБ.6.135.4211.05.05.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



					КРБ.6.135.4211.05.06.ПЗ										
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата											
					Охорона праці у машинному відділенні судна				Літ		Аркуш		Аркушів		
Студент		Крилов А.В.							У			1			
									НУК ім. адмірала Макарова						
Викладач		Кузнецова С.А.													

РОЗДІЛ 6. ОХОРОНА ПРАЦІ У МАШИННОМУ ВІДДІЛЕННІ СУДНА

6.1. Загальний відомості

Машинне відділення – це приміщення, у якому є багато двигунів та валопровід, що відносяться до елементів, що мають рухомі частини, які обертаються, а котли та балони стисненого повітря відносяться до елементів під тиском. Допоміжні котли мають додаткову пожежну небезпеку, тому повинні мати відповідні додаткові ґрати, що приймають на себе полум'я, що при аварійних ситуаціях може вирватися з топки.

Параметри повітря у відділенні також повинні підтримуватися у зазначених нормах. Це пов'язано з наявністю значного притоку теплоти від ГД, ДК, а також ДГ та вмісту часток пального, масла та інших хімічних сполук з очисних рідин та інших рідин, що використовуються для забезпечення надійної роботи установки. Наявність вентиляції у таких приміщеннях обов'язкова та системи кондиціонування також використовується.

Це судно має високий рівень автоматизації, тому постійної вахти у машинному відділенні немає, але для перевірки даних та за необхідності переходу на ручне керування можливе знаходження механіків на самому цьому місті. Тому забезпечення виконання усіх норми по безпеці роботи в таких приміщеннях повинні обов'язково дотримуватись.

Підсумовуючи можна виділити основні моменти, пов'язані з наявністю обладнання, що несе небезпеку: елементи, що обертаються, балони під тиском, ураження електричним струмом, пожежна небезпека. Для цього періодично проводяться інструктажі по техніці безпеки, вносяться зміни до інструкції.

З іншого боку вагомим фактором безпеки є дії самих членів екіпажу: це невиконання інструкції по роботі з небезпечними інструментами, використання підстраховуючих елементів при роботі на висоті та інші. Самопочуття людей також впливають на безпеку, тому додатково контролюють шум, вібрацію, підвищення температури, вологість та наявність випарів пального, масла, а також хімічних елементів у повітрі, забезпечення освітлення для виконання робіт.

					КРБ.6.135.4211.05.06.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

6.2 Розрахунок штучного освітлення у машинному відділенні

Задачею розрахунку є визначення необхідної потужності електричної освітлювальної установки для створення у приміщенні заданої освітленості.[20]

При проектуванні освітлення у МВ, необхідно вирішити ряд питань:

1) Вибрати тип джерела світла. Для висвітлення виробничих приміщень, як правило, застосовують газорозрядні лампи; там, де температура повітря може бути менш $+5^{\circ}\text{C}$ и напруга в мережі перемінного струму падати нижче 90% номінального, і для місцевого висвітлення варто віддавати перевагу лампам накаливання.

2) Визначити систему освітлення. Вибираючи систему освітлення, враховуються можливість застосування система комбінованого висвітлення на судні та її ефективність. Це пов'язане з тим що усі приміщення де постійно чи періодично перебувають члени команди проектується постійні загальні системи, до них належить і МВ, а в інших приміщеннях судна використовуються переносні засоби, а також вони можуть бути використанні при підвищених вимогах до точності роботи і відповідно якості освітлення. При врахуванні гігієнічних вимог система загального освітлення більш досконала, тому що створює рівномірний розподіл світлової енергії. Використовуючи локалізоване загальне освітлення, можна найбільше просто домогтися високих рівнів освітленості на робочих місцях без значних витрат.

При виконанні зорових робіт I-IV, Va і Vб розрядів варто застосовувати систему комбінованого висвітлення. Місцеві світильники підвищують освітленість, допомагають створити необхідну спрямованість світлового потоку, дозволяють виключити відбиток блискості і в деяких випадках виконувати роботи, навіть виконувати спеціалізовані роботи пов'язані з просвічуванням матеріалів і деталей.

3) Обрати тип світильників з урахуванням характеристик світлорозподілу, обмеження прямій блискості, за економічними показниками, умовам середовища, а також з урахуванням вимог вибухо- і пожежобезпеки.

4) Розподілити світильники і визначити їхню кількість. Світильники можуть розташовуватися рядами, у шаховому порядку, ромбовидно.

					КРБ.6.135.4211.05.06.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

5) Визначати норму освітленості на робочому місці. Для цього необхідно установити характер виконуваної роботи з найменшого розміру об'єкта розрізнення, контраст об'єкта зі світлом і світло на робочому місці. Відповідно до обраної системи висвітлення і джерелом світла знайти мінімальну нормовану освітленість.

Для розрахунку загального рівномірного висвітлення при горизонтальній робочій поверхні основним є метод світлового потоку (коефіцієнта використання), що враховує світловий потік, відбитий від стелі і стін. Світловий потік лампи $\Phi_{\text{л}}$ (лм) при лампах накаливання або світловий потік групи ламп світильника при люмінесцентних лампах розраховують по формулі [20].

$$\Phi_{\text{л}} = 100 \cdot E_{\text{н}} \cdot S \cdot z \cdot k / (N \cdot \eta),$$

де: $E_{\text{н}}$ – нормована мінімальна освітленість, лк; S – площа освітлюваного приміщення, м^2 ; z – коефіцієнт мінімальної освітленості, дорівнює відношенню $E_{\text{ср}}/E_{\text{min}}$, значення якого для ламп накаливання (ДРЛ) або люмінесцентних ДРЛ – 1,15, для люмінесцентних – 1,1; k – коефіцієнт запасу; N – число світильників у приміщенні; η – коефіцієнт використання світлового потоку ламп, що залежить від ККД і кривої розподілу сили світла світильника, коефіцієнта відображення стелі $\rho_{\text{п}}$ і стін $\rho_{\text{з}}$, висоти підвісу світильників і показника приміщення i .

Показник приміщення визначаються умовно з використанням перерізів судна: $i = A \cdot B / H_{\text{р}}(A + B)$,

де $A = 40$ м и $B = 40$ м – два характерних розміру (довжина та ширина машинного приміщення, що обираються з перерізів судна з урахуванням загальних габаритів, що визначені у розділі 1); $H_{\text{р}}$ – висота світильників над робочою поверхнею.

Підрахувавши по приведеній вище формулі світловий потік лампи $\Phi_{\text{л}}$, по табл. підбирають найближчу стандартну лампу, і визначають електричну потужність всієї освітлювальної системи. У практиці допускається відхилення потоку обраної лампи від розрахункового до – 10% і +20%, у протилежному випадку вибирають іншу схему розташування світильників. [20]

					КРБ.6.135.4211.05.06.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок загального освітлення машинного відділення висотою $H_{\text{МК}} = 15$ м представлений для двох стелажів що рівномірно поділяють усю висоту МВ навпіл $H = 7,5$ м. Винятком є простір над ГД, та в нього є свої зачищені сходи та платформа для обслуговування. Висота над робочою поверхнею $H_p = 1$ м. Для освітлення приймаємо світильники типу FLF-100 40W NW BK LED . Мінімальна освітленість лампи розжарювання за нормами $E_{\text{min}} = 100$ лк. Коефіцієнт відображення стелі $\rho_{\text{п}} = 70\%$, стін $\rho_{\text{с}} = 50\%$, робочої поверхні $\rho_{\text{р}} = 10\%$. Напруга мережі 220 В.

Відстань від стелі до робочої поверхні:

$$H_o = H - H_p = 7,5 - 1 = 6,5 \text{ м.}$$

Відстань від стелі до світильника:

$$h_c = 0,2 H_o = 0,2 \cdot 6,5 = 1,3 \text{ м.}$$

Висота підвішування світильника над освітлюваною поверхнею:

$$h = H_o - h_c = 7,5 - 1,3 = 6,2 \text{ м.}$$

Висота підвішування світильника над підлогою:

$$H_{\text{п}} = h + H_p = 6,2 + 1 = 7,2 \text{ м.}$$

(величина, що знаходиться в межах норм). Для досягнення найбільшої рівномірності освітлення приймаємо відношення $L/h = 0,5$. [20]

Тоді відстань між центром світильників: $L = 0,5 h = 0,5 \cdot 6,2 = 3,1$ м.

Необхідна кількість світильників: $N = S/L^2 = 40 \cdot 15 / 3,1^2 = 600 / 3,1^2 = 62,43 \approx 63$

Приймаємо 63 світильників (7 рядків по 9 світильників у ряді).

Індекс приміщення:

$$i = \frac{A \cdot B}{h \cdot (A + B)} = \frac{40 \cdot 40}{6,2(40 + 40)} = 3,2$$

За даними [23, 24] при $i = 3,9$; $\rho_{\text{п}} = 70\%$; $\rho_{\text{с}} = 50\%$; $\rho_{\text{р}} = 10\%$ для світильника типу FLF-100 40W NW BK LED коефіцієнт використання світлового потоку $\eta = 0,80$.

Світловий потік однієї лампи, лм:

$$\Phi = \frac{E_{\text{min}} \cdot S \cdot K_z \cdot Z}{N \cdot \eta} = \frac{100 \cdot 600 \cdot 1,3 \cdot 1,11}{63 \cdot 0,80} = 1712$$

де: $K_z = 1,3$; $Z = 1,11$ для ламп люмінесцентних [23].

					КРБ.6.135.4211.05.06.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

За знайденим світловим потоком [21] вибираємо лампу потужністю 40 Вт що світить на 60 Вт, що має світловий потік 2400-2700 лм, що відповідає розрахунковим значенням.

Тоді фактична освітленість у МВ, лк $E_{\phi} = E_n \frac{\Phi_{\text{л}}}{\Phi} = 60 \frac{2700}{1712} = 95:$

Загальна потужність освітлювальної установки:

$P_3 = P_{\text{л}} \cdot N = 40 \cdot 63 = 2,52 \text{ кВт.}$

Висновки за розділом 6

1. Охорона праці у МВ охоплює багато вимог, що обов'язкові для виконання. До них відноситься освітленість, рівень шуму та вібрації, запобігання пожежі, заподії ураженню електричним током, додаткові заходи безпеки при роботі з судами під тиском та елементами, що обертаються.
2. Розглянуті питання стосовно забезпечення вимог по освітленню. Запропоновано використання комбінованої системи освітлення з використанням вологозахистних та лінійних світильників з для люмінесцентними лампами FLF-100 40W NW BK LED кількістю 63.

					КРБ.6.135.4211.05.06.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

1. Танкер JAARLI перевозить сиру нафту у шести подвоєних танках та має потужну вантажну систему. Працює в акваторії Балтійського та Північного морей. При швидкості ходу 12,6 вузлів, при запасах легкого пального протяжність складе не більш 3326 миль, а автономність – 11 діб.
 2. Ефективність установки при складі: ГД - 6G60ME-C9.5., потужністю 11200 кВт, що працює на ГРК діаметром 7,8 м; потужна суднова електростанція що забезпечує енергією усе судно складається з двох ДГ з ДВЗ 9H25/33 потужністю по 2700кВт та двох ДГ з двигунами 6H25/33 по 1800 кВт кожний та АДГ потужністю 410 кВт, котельна установка складається з двох допоміжних котлів Aalborg D паропродуктивністю 15000 кг/год при тиску 1,2 МПа для підтримання температурного режиму вантажу та опріснювальної установки продуктивністю на 29 м³ фірми Alfa Laval AQUA Blue E1 C 100 на режимах: ходовий КВТ - 0,62 та ККД - 0,20; стоянковий з вантажними операціями КВТ – 0,73 та ККД – 0,12.
 3. Виконані розрахунки процесів у ГД, що дозволили отримати індикаторні показники ГД: витрата пального – 0,156 кг/кВт·год, ККД – 0,542, що показують майже межові досягнення досконалості конструкції. Але роботу пропульсивного комплексу до складу якого входить двигун можна поліпшити завдяки збільшенню ефективності гвинта.
 4. Для зменшення навантаження на ДГ під час руху або можливості встановлення акумуляторів можливо розглянути застосування вітрової енергії завдяки використанню системи Rotor Sail.
- 1- 3 питань охорони праці у МВ виконано розрахунок освітлення та кількість освітлювальних елементів. До встановлення рекомендовано 63 FLF-100 40W NW BK LED..

					КРБ.6.135.4211.05.В.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Equasis: Світовий торговельний флот у 2022 році URL: <https://mtwtu.org.ua/news/equasis-svitovij-torgovij-flot-u-2022-roci>
2. Significant Ships of 2021. Printed by: Stephens and George, Goat Mill Road, Dowlais, Merthyr Tydfil, CF48 3TD, Wales.- 104. URL: <https://rina.org.uk/publications/significant-ships/>
3. MARPOL 73/78 (International Convention for the Prevention of Pollution from Ships) (English) URL: <https://documents.worldbank.org/en/publication/documents-reports/documentdetail/860841468330898141/marpol-73-78-international-convention-for-the-prevention-of-pollution-from-ships>
4. JAARLI Crude Oil Tanker, IMO 9892432 URL: <https://www.vesselfinder.com/vessels/details/9892432>
5. JAARLI Tanker URL: <https://www.myshiptracking.com/vessels/jaarli-mmsi-230687000-imo-9892432>
6. Міжнародна конвенція про охорону людського життя на морі 1974 року (СОЛАС-74). Міжнародний правовий акт URL: <https://marad.gov.ua/ua/npa/mizhnarodna-konvenciya-pro-ohoronu-lyudskogo-zhittya-na-mori-1974-roku-solas-74>
7. MAN B&W G60ME-C9.5-TII Project Guide Electronically Controlled Two-stroke Engines URL: <https://www.manualslib.com/manual/3524255/Man-BAndw-G60me-C9-5-Tii.html?page=39>
8. Горбов В.М. Енциклопедія суднової енергетики: підручник/ В.М.Горбов. – Миколаїв: НУК, 2010. – 624 с
9. PROJECT GUIDE HiMSEN H25/33 FOR MARINE 2022 2nd EDITION URL: <https://www.maritimeinformed.com/datasheets/hyundai-heavy-industries-6h25-33m-prime-mover/co-1623926422-ga/h2533-project-guide-for-marine-dec-2022.pdf>
10. Aalborg D High performance modular boiler plant URL: <https://www.alfalaval.com/products/heat-transfer/boilers/oil-gas-fired-steam-boiler/aalborg-d/>

					КРБ.6.135.4211.05.Д.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

11. Горбов В.М. Основи суднової енергетики: збірник практичних занять / В.М.Горбов, І.П.Єсін, В.С.Мітєнкова – Миколаїв: НУК, 2018. – 244с.
12. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002.- 356 с
13. AQUA Blue URL: <https://www.alfalaval.com/products/process-solutions/fresh-water-generation/single-stage-fresh-water-generator/aqua-blue/>
14. Димо Б.В. Практикум з тепло масообміну: Навчальний посібник /Б.В. Димо – Миколаїв: УДМТУ, 2003.– 136 с
15. Єпіфанов О.А. Тепловий розрахунок суднових котлів: Навчальний посібник / О.А. Єпіфанов – Миколаїв: НУК, 2024.– 198 с
- 16.Oil/Gas-Fired Steam Boiler URL: <https://www.alfalaval.com/products/heat-transfer/boilers/oil-gas-fired-steam-boiler/>
17. Єпіфанов О.А. Конструкції суднових котлів: Навчальний посібник [Текст]/ О.А. Єпіфанов.. – Миколаїв: НУК, 2016.– 198 с
18. РЕГІСТР СУДНОПЛАВСТВА УКРАЇНИ. Каталог видань. URL: <https://shipregister.ua/pravila-ta-resursi/katalog-vidan/>
19. Wartsila O Pumps Hamworthy Pump Room URL: <https://scribd.com/document/236684319/Wartsila-O-Pumps-Hamworthy-Pump-Room>
- 20.Основи охорони праці: Підручник. 2-ге видання, доповнене та перероблене. /К.Н.Ткачук, М,О.Халімовський, В.В.Зацарний, Д.В.Зеркалов, Р.В.Сабарно, О.І.Полукаров, В.С.Коз'яков, Л.О.Мітюк. За ред..К.Н.Ткачука і М.О.Халімовського. – К.: Основа, 2006 – 448 с
21. Розрахунок освітленості приміщення URL: <https://www.brille.ua/ua/kak-rasschitat-uroven-osveshennosti-pomesheniya/>

					КРБ.6.135.4211.05.Д.ПЗ	Арк.
Зм	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		