

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 контейнеровозу HMM Nuri

 студент 4211 групи

Дратман С.С.

(підпис)

(прізвище ініціали)

Керівник роботи:

Доцент каф. ЕСЕУ та ТЕ, к.т.н.

(посадка, науковий ступінь, місце роботи)



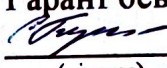
Кузнецова С.А.

(підпис)

(прізвище 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 Суднобудування
Освітня програма Суднові енергетичні установки та устаткування

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми
 Кузнецова С.А.
(підпис)
«__» _____ 2025 р.

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

Студенту _____ Дратману Сергію Сергійовичу
(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Енергетична установка контейнеровозу HMM NURI
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 контейнеровозу HMM NURI
Головні розміри: L 365,16 м, B 51 м, T 29,85 м; дедвейт 203,981 тис. т; швидкість ходу 22,35 вуз, склад СЕУ: 1 ГД, 1 ГФК, 4 ДГ (2ДГ та 2ДГ), 1 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 Режим роботи судна та суднової енергетичної установки
 - 2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботиРозділ 3 Визначення параметрів суднового двигуна (СД) MAN 9G95ME - C10.5
 - 3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна.
 - 3.2 Системи головного двигуна
 - 3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна
 - 3.4 Побудова індикаторної діаграмиРозділ 4 Розрахунок характеристик суднового котла (СК) Kangrim MA-TYPE
 - 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 топки та теплообмінних поверхонь

Розділ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи (ЗСС) пожежна водяна

5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми

5.2 Гідравлічний 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		

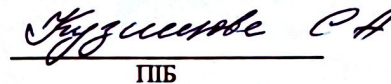
Завдання прийняв до виконання студент


Підпис


ПІБ

Керівник роботи


Підпис


ПІБ

HMM NURI – Container ship



Shipbuilder:Hyundai Heavy Industry Co., Ltd
Vessel's name:HMM Nuri
Owner/Operator:HMM Co., Ltd
Country:Republic of Korea
Designer:Hyundai Heavy Industry Co., Ltd
Country:Republic of Korea
Model test establishment used:Hyundai Maritime Test Institute
Flag:Liberia
IMO number:9869162
Total number of sister ships already completed (excluding ship presented):7
Total number of sister ships still on order: 0

In 2018, South Korean operator HMM placed orders for 20 new vessels, 12 of these were to be ships of the HMM Algeciras class of 24,000TEU ships and at one point the lead ship was the largest box ship in service. The other order for eight ships was thus a little overshadowed, but the class of 16,000TEU vessels headed by *HMM Nuri* which was delivered by Hyundai Heavy Industries in March 2021 has its own merits. Designed to be as flexible as possible, *HMM Nuri* is said to have the highest cargo capacity for any box ship that can pass through the Panama Canal thus allowing worldwide trading with only port dimensions dictating access.

The series of vessels were constructed quite rapidly, with *HMM Gaon* following into service a week after *HMM Nuri* and then remaining six all entering service between 30 April and 25 June in the same year.

The ships are 365.16m in length, 51m wide and with a draught of 16m. Total cargo capacity of the fully cellular ships is 16,010TEU of which 6,450 are under deck and 9,560 on deck. At 14tonnes homogenous the capacity is 10,462TEU at scantling draught. The cell guides have been designed and strengthened for mixed of 8'6" and 9'6" boxes. There are 1,200 reefer points.

The ships main engine is a 9G95ME-C10.5 with a 46,444kW output allowing for a 22.35knots service speed, and there are four HMMSEN auxiliaries – two 9-cylinder and two 7-cylinder H32/40 types. A HPS open loop scrubber is installed to treat exhaust from all engines allowing running on high sulphur HFO.

TECHNICAL PARTICULARS

Length oa:365.16m
Length bp:350.00m
Breadth moulded:51.00m
Depth moulded
to main deck:29.85m
to upper deck:29.85m
to other decks:25.628m (mooring deck)
Width of double skin
side:2.5m
bottom:2.3m
Draught
scantling:16.00m
design:14.50m

Gross:152,003t
Deadweight
scantling:203,981t
design:180,434t
Speed, service (86.8%MCR output):22.35knots
Bunkers (m³)
Heavy oil:8,377.3
Diesel oil:1,241.1
Water ballast (m³):42,102.4
Container ships – water ballast in loaded condition (tonnes):11,200t based on 10T cont. loading

Daily fuel consumption (tonnes/day)
Main engine only:148.9
Classification society and notations:ABS +A1, Container Carrier, (E), RW, SH, SHCM, SH-DLA, SFA(20), CPS, UWILD, +AMS, +ACCU, TCM, BWT, BWE, IHM, CSC, CLP-V, HVSC, HIMP, EGC-SOx, NOx Tier III, LNG Ready(ME convertible to gas)
KR +KRS1 Container, Ship LS(CL, RS), SeaTrust(DSA2,FSA3,HCM), CLEAN1, IWS, ERS, CDG, IHM, PSPC, LNG Ready I(ME-C), EEAS-SCR, EEAS-EGC, LG, LI, +KRM1 UMA3, BWT, STCM, HVSC

Heel control equipment:Anti-heeling system
Propulsion
Main engine(s)
Design:Hyundai-MAN B&W
Model:9G95ME-C10.5
Manufacturer:Hyundai Heavy Industry Co., Ltd

Number:1
Type of fuel:HFO, ULSFO, MGO
Output of each engine:46,444kW
Is this a diesel-electric or hybrid?:N

Propeller(s)
Material:Ni-Al-Bronze
Designer/Manufacturer:HHI-EMD
Number:1
Fixed/Controllable pitch:Fixed pitch
Diameter:10.0m
Speed:75.7rpm

Diesel-driven alternators
Number:4
Engine make/type:Hyundai-HiMSEN 9H32/40 x 2 sets, 7H32/40 x 2 sets
Type of fuel:HFO, ULSFO, MGO
Alternator make/type:HSJ9 915-10P / HSJ9 805-10P

Output/speed of each set:4,500kW x 720rpm, 3,500kW x 720rpm

Exhaust-gas scrubbing equipment
Manufacturer:HPS
Type:Open loop
On main engines?:1
On auxiliary engines?:4

Boilers
Number:Aux. boiler x 1 set
Type:Water tube, Oil-fired
Make:Kangrim
Output, each boiler:5,000kg/h
Stern appendages/special rudders:Pre-swirl duct / Full spade rudder with bulb

Bow thruster(s)
Make:Kawasaki heavy industries
Number:2
Output (each):1,800kW x 2

Other cranes
Number:2
Make:Oriental
Type:Electro-hydraulic
Tasks:Provision
Performance:SWL 3t x 2

Mooring equipment
Number:Foreship – 2 Windlass, 2 Mooring Winch Stern Deck – 4 Mooring Winch
Make:Mirae industries
Type:Electric

Special lifesaving equipment
Make:Jiangyinshi Beihai Isa
Type:Totally enclosed, Davit launched type

Cargo/capacity
Hatch covers
Design:SMS-SME
Manufacturer:Kangrim / Marinetech
Type:Pontoon, non-sequential operation type

Containers
Lengths:6,058 (20ft) / 12,192 (40ft) / 13,716 (45ft)
Heights:2,591 (20ft) / 2,591, 2,896 (40ft) / 2,896 (45ft)

Cell guides:Cell guide is strengthened for mixed storage of 8'6" and 9'6"
Total TEU capacity:16,010
On deck:9,560
In holds:6,450
Homogeneously loaded to 14tonnes:10,462 TEU at scant draught

Reefer plugs:In accordance with C.EE 17 standards and I.E.C. as well as I.S.O. 1496-2
Featuring AC380V to AC440V configuration with circuit breakers and C.EE 17 3H contact position

Tiers/rows (maximum)
On deck:12 / 20
In holds:11 / 18

Ballast control system
Make:Pleiger
Type:Hydraulic type valve remote control
Ballast water treatment system
Make:Panasia
Capacity:1,200m³ / hr

Complement
Officers:12
Crew:16

Navigation and other equipment
Bridge control system

Make:Nabtesco
Type:M-800V
Is bridge fitted for one-man operation?:N
Integrated bridge system:Y
If yes, make:MECys
Model:HTB22

Radars
Number:2
Make:Furuno
Model(s):FAR-3330S-SSD, FAR-3320

Fire detection system
Make:B-I Industries
Type:BSD-4000

Fire extinguishing systems
Cargo holds:CO₂ Fire extinguishing
Make/Type:NK / CO₂
Engine room:CO₂ Fire extinguishing
Make/Type:NK / CO₂

Waste disposal plant
Incinerator
Make:HMMCO
Model:MAXI 1500SL WS

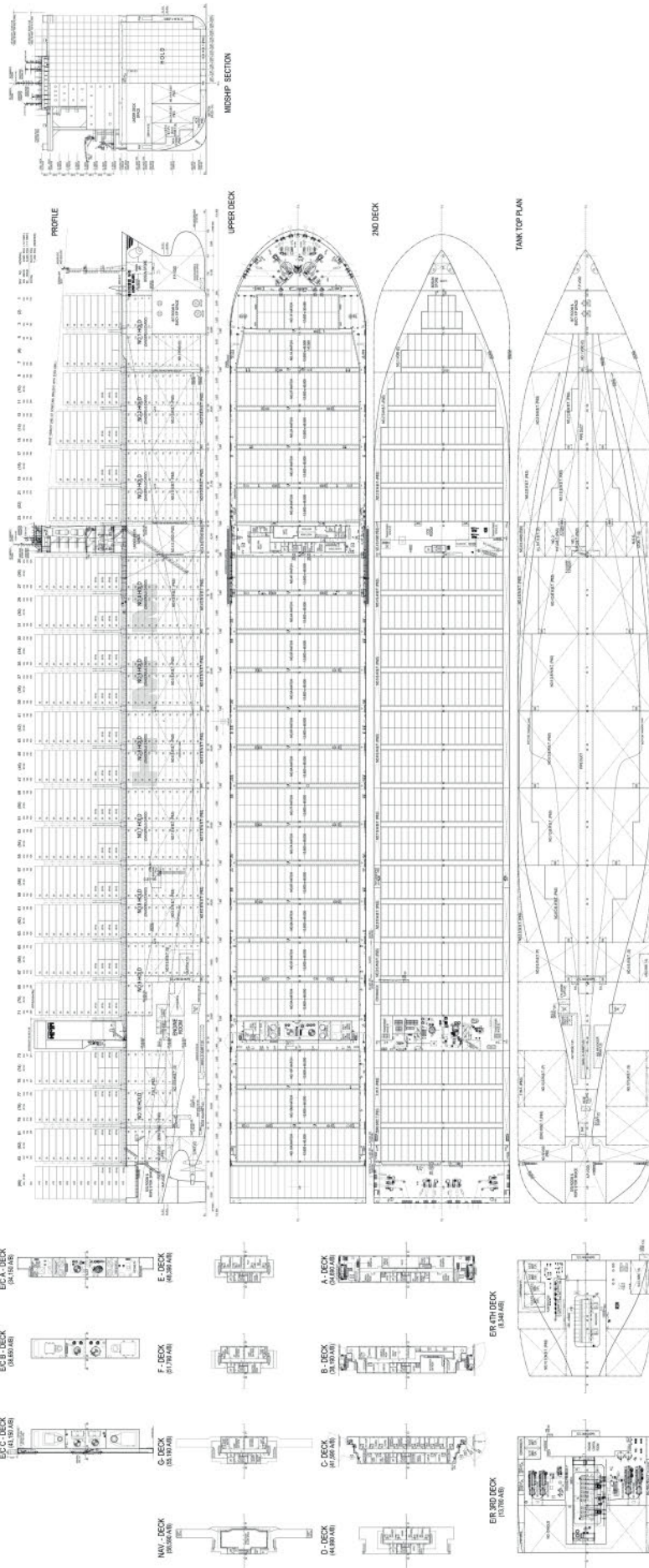
Efficiency
Attained EEDI value:7.45
Required EEDI value:14.1
Installed Fuel Meters:Mass flow type for fuel oil

Other installed monitoring tools:Shaft torque & power & thrust meter, draught gauge
Energy Saving Technologies:Pre-swirl duct, Rudder bulb

Hull coatings:Tin free SPC antifouling paint manufactured by Jotun

Performance Monitoring Regime:Ship management system (SMS) with IP-based network equipment

Contract date:28 September 2018
Launch/float-out date:09 September 2020
Delivery date:19 March 2021



АНОТАЦІЯ

Бакалаврська робота викладена на 107 сторінках і складається з шести розділів. Вона містить 24 ілюстрацій, 19 таблиць, 22 джерела у списку використаної літератури та п'ять креслень. Об'єктом дослідження є контейнеровоз НММ Nuri, а предметом – його суднова енергетична установка (СЕУ). Метою цієї роботи є аналіз та обґрунтування ефективності застосування основних компонентів СЕУ, встановлених на контейнеровозі НММ Nuri. Перший розділ присвячено загальній інформації про судно та його енергетичну установку. У другому розділі розглянуто склад СЕУ, описано її головні елементи, подано їх характеристики, а також побудовано структурно-функціональну схему судна. Окрім того, розроблено таблицю режимів роботи СЕУ та виконано розрахунок її ефективності на основних експлуатаційних режимах. Графічна частина: схема розподілу потоків теплоти на двох режимах роботи. Третій розділ про головний двигун судна: розглянуто будову, та принцип його роботи. Проведено розрахунок робочого процесу і побудовано індикаторну діаграму. Графічна частина: креслення поперечного перерізу головного двигуна. У четвертому розділі йдеться про допоміжний котел: подано опис його конструкції, а також виконано розрахунок процесу горіння, топки та парогенеруючого пучка. Графічна частина: компоувальне креслення робочого котла. У п'ятому розділі розглянуто систему водяного пожежогасіння судна. Розроблено її схему, проведено гідравлічний розрахунок та підібрано нагнітач. Графічна частина: креслення структурної схеми системи пожежогасіння. Шостий, завершальний розділ присвячений опису вимог проектування судових систем, що обумовлюють безпеку у машинному відділенні. У висновку було проаналізовано діючу енергетичну установку та надано рекомендації з урахуванням сучасних досягнень подальшого вдосконалення, враховуючи умови експлуатації

Ключові слова: суднова енергетична установка контейнеровозу, головний двигун, допоміжний котел MA-TYPE, водяна пожежні система.

ABSTRACT

The bachelor's thesis is presented on 107 pages and consists of six chapters. It contains 24 illustrations, 19 tables, 22 sources in the list of references, and five technical drawings. The object of the study is the container ship HMM Nuri, and the subject is its ship power plant (SPP). The aim of this work is to analyze and justify the efficiency of the main components of the SPP installed on the HMM Nuri container ship. The first chapter provides general information about the vessel and its power plant. The second chapter examines the composition of the SPP, describes its main elements, provides their characteristics, and presents a structural-functional diagram of the ship. Additionally, it includes an operating mode table of the SPP and calculates its efficiency in primary operational modes. Graphic part: a diagram showing heat flow distribution at two operating modes. The third chapter focuses on the ship's main engine: its structure and working principle are considered. The working process is calculated and an indicator diagram is constructed. Graphic part: a cross-sectional drawing of the main engine. The fourth chapter discusses the auxiliary boiler: the design is described, and calculations are performed for combustion, furnace characteristics, and the steam-generating bundle. Graphic part: layout drawing of the operating boiler. The fifth chapter reviews the ship's water-based fire extinguishing system. A schematic is developed, a hydraulic calculation is carried out, and the pump is selected. Graphic part: drawing of the structural diagram of the fire-fighting system. The sixth and final chapter covers the design requirements for ship systems that ensure safety in the engine room. The conclusion analyzes the current ship power plant and provides recommendations for further improvement based on modern technological advancements and considering real operational conditions.

Keywords: ship power plant of a container ship, main engine, auxiliary boiler MA-TYPE, water-based fire extinguishing system.

					КРБ.6.135.4211.03.А.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		3

ПЕРЕЛІК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ

ACOM - Automated Cylinder Oil Mixing System

ECA - Emission Control Area

ECS - Engine Control System

ECU - Electric Controlled Unit

EEDI - Energy Efficiency Design Index

EGR - Exhaust Gas Recirculation

FSS - Code International Code for Fire Safety Systems

HCU - Hydraulic Cylinder Unit

HFO - Heavy Fuel Oil

IMO - International Maritime Organization

JCW - Jacket Cooling Water

LNG - Liquefied Natural Gas

MDO - Marine Diesel Oil

MGO - Marine Gas Oil

SOLAS - Safety of Life at Sea

TEU - Twenty-foot Equivalent Unit

ULSFO - Ultra-Low Sulfur Fuel Oil

АДГ - аварійний дизель-генератор;

ВО - вантажні операції;

ГД - Головний двигун

ГРЩ - Головний розподільчий щит

ДГ - Дизель-генератор

ДДГ - Допоміжний дизель-генератор

ДК - Допоміжний котел

ККД - Коефіцієнт корисної дії

КРТ - Кришка робочого циліндра

РСУ - Регістр судноплавства України

СЕУ - Суднова енергетична установка

СЕС - Суднова електростанція

ЦПУ - центральний пункт управління

					КБР.6.135.4211.03.С.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

ЗМІСТ

	Стр.
Вступ	6
РОЗДІЛ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки (ЕУ)	7
1.1 Загальні відомості про судно	8
1.2 Основні характеристики	9
1.3 Морехідні якості	10
1.4 Загальна характеристика суднової енергетичної установки (СЕУ)	13
РОЗДІЛ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки	15
2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки	16
2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки	22
2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки	22
2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи	23
РОЗДІЛ 3 Визначення параметрів суднового двигуна MAN 9G95ME-C10.5	30
3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна	31
3.2 Системи головного двигуна	39
3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна	49
3.4 Побудова індикаторної діаграми	57
РОЗДІЛ 4 Розрахунок характеристик суднового котла Kangrim MA-TYPE	60
4.1 Загальний устрій котла	61
4.2 Вибір компоновальної схеми котла	62
4.3 Розрахунок процесу горіння	63
4.4 Тепловий баланс котла	66
4.5 Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь	67
РОЗДІЛ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи водяного пожежогасіння	75
5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми	76
5.2 Гідравлічний розрахунок системи	88
5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу	97
РОЗДІЛ 6 Охорона праці у машинному відділенні (МВ) судна	100
Висновки	105
Список використаних джерел	106
Додатки	

ВСТУП

Великотоннажні контейнеровози, є невід’ємною ланкою у світовій торгівлі. Серед них особливу увагу привертає судно HMM Nuri – одне з найбільших і найсучасніших у своєму класі. Завдяки потужній судновій енергетичній установці та оптимальній архітектурі енергетичних систем, HMM Nuri здатне забезпечити стабільну й економічну експлуатацію на протяжних океанських маршрутах

Суднова енергетична установка (СЕУ) відіграє ключову роль у забезпеченні руху, живлення бортових систем та підтримці життєдіяльності екіпажу. Вона є складним технічним комплексом, який включає в себе головний двигун, допоміжні механізми, котельне обладнання, системи енергопостачання та інші важливі компоненти. Правильна компоновка СЕУ дозволяє досягти оптимального балансу між економічністю, ефективністю, ремонтпридатністю та безпекою.

Актуальність теми дипломної роботи обумовлена постійним розвитком суднової енергетики, впровадженням новітніх технологій та зростаючими екологічними вимогами до суднових двигунів і систем. Аналіз та обґрунтування компоновки СЕУ на прикладі HMM Nuri дозволяє оцінити ефективність технічних рішень, прийнятих на етапі проектування, та запропонувати шляхи оптимізації.

					КБР.6.135.4211.03.В.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

					КБР.6.135.4211.03.01.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
					Загальна характеристика судна та енергетичної установки HMM Nuri	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Дратман С.С.						7	8
						НУК		
Керівник	Кузнецова С.А.							

РОЗДІЛ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки (ЕУ)

1.1. Загальні відомості про судно

HMM Nuri — це сучасний великотоннажний контейнеровоз, побудований для ефективного транспортування вантажів на міжконтинентальних маршрутах. Судно належить до флоту південнокорейської компанії HMM (Hyundai Merchant Marine) і вирізняється високою вантажомісткістю, енергоефективністю та відповідністю сучасним екологічним стандартам. Оснащене потужною судновою енергетичною установкою, воно забезпечує надійну роботу як у відкритому морі, так і в портах, гарантуючи безпечне та економічне перевезення великої кількості контейнерів. Побудоване на верфі Hyundai Heavy Industries Co., Ltd на замовлення оператора HMM Co., Ltd, HMM Nuri є першим у серії з 7 суден, яке було спущене на воду 19 березня 2021. Номер IMO: 9869162. [1]



Рис.1.1 – Контейнеровоз HMM Nuri

Загальна вантажопідйомність при повному вантажі становить 16010 TEU контейнерів, з яких 6450 розміщуються під палубою, а 9560 – на палубі. При помірному завантаженні вантажопідйомність становить 10462 TEU контейнери при повній осадці. [1]

					КБР.6.135.4211.03.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

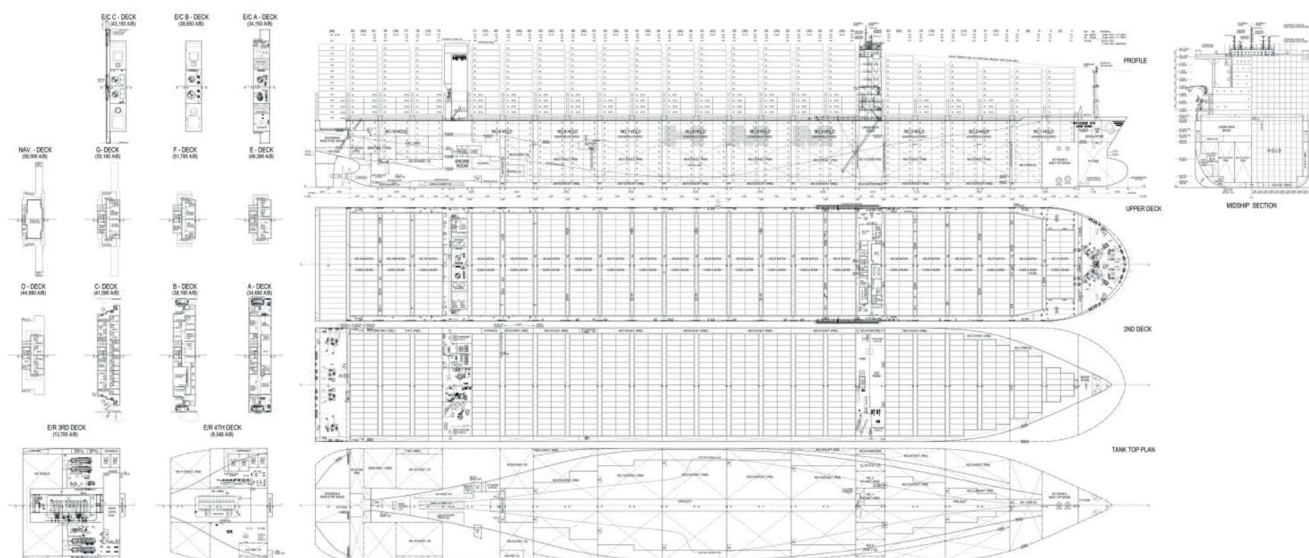


Рис.1.2. – Креслення загального плану контейнеровозу HMM Nuri

1.2. Основні характеристики

Таблиця 1.1 – Основні характеристики контейнеровозу HMM «Nuri»

Довжина загальна	365,16 м
Довжина між перпендикулярами	350 м
Ширина	51 м
Висота палуб :	
головної палуби	29,85 м
верхньої палуби	29,85 м
причальної палуби	25,628 м
Подвійне дно	2,3 м
Осадка:	
максимальна	16 м
розрахункова	14,5 м
Об'єм внутр. приміщень	152,003 т
Водотонажність:	
максимальна	203,981 т
розрахункова	160,434 т
Швидкість на 86.8% навантаж. ГД	22,35 вуз
Бункерування паливом:	
важке	8377,3 т
легке	1241,1 т
Макс. прийнятий баласт	42102,4 т

Особливістю конструкції є зміцнені напрямні комірок для контейнерів висотою 8'6" і 9'6" та 1200 рефрижераторних слотів, сучасна протикренова система, баластна система з очищенням (Pan Asia) та інтегрована навігаційна система. Судно ходить під прапором Ліберії, має класифікацію ABS +A1, Container Carrier,

(E), та відповідає найновішим екологічним вимогам, включаючи Tier III та EEDI 7.45 (energy efficiency design index) та LNG Ready. [1]

1.3. Мореходні якості

Контейнеровоз НММ Nuri є сучасним судном, спроектованим із урахуванням високих вимог до морехідності, безпеки та енергоефективності. Завдяки значним розмірам судно демонструє високу стійкість і остійність. Наявність подвійного дна та подвійних бортів із шириною до 2,3 м забезпечує додаткову жорсткість і плавучість корпусу в разі аварійних пошкоджень. До ключових систем, що забезпечують стійкість у важких умовах, належить anti-heeling system, яка зменшує крен судна під час швартування або маневрування при асиметричному завантаженні. [1]

Маневреність НММ Nuri підтримується двома носовими підрулюючими пристроями виробництва Kawasaki Heavy Industries, кожен потужністю 1800 кВт, а також гідродинамічно вдосконаленим стерновим комплексом — повнорульовим кермом з бульбою (full spade rudder with bulb). Судно обладнане гребним гвинтом з фіксованим кроком діаметром 10 м і частотою обертання 75,7 об/хв, що забезпечує стабільну швидкість при оптимальному тяговому навантаженні. [1]

Визначення автономності

Автономність розраховуватимемо на найбільш енергозатратних режимах: ходовому з реф. контейнерами та усіх варіацій стоянкового за методикою [2].

Задаємось необхідними даними стосовно запасів пального:

$$V_{HFO} = 8377,33 \text{ м}^3 \quad V_{MGO} = 1241,1 \text{ м}^3$$

Густина палива та нижча теплота згоряння палива: [3]

$$\rho_{HFO} = 952 \text{ кг/м}^3 \quad \rho_{MDO} = 850 \text{ кг/м}^3 \quad \rho_{MG} = 860 \text{ кг/м}^3$$

$$Q_{HFO} = 40600 \text{ кДж/кг} \quad Q_{MDO} = 42700 \text{ кДж/кг} \quad Q_{MGO} = 42500 \text{ кДж/кг}$$

Враховуючи реалії експлуатації судна та сучасні екологічні стандарти зробимо поправку на використання палива типу MGO, яку враховуватимемо у подальших розрахунках для визначення автономності судна:

$$y = \frac{Q_{MDO}}{Q_{MGO}} = \frac{42700}{42500} = 1,005$$

					КБР.6.135.4211.03.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

Скориставшись сайтом для відстеження маршрутів суден vesselfinder.com складаємо табличку тривалості ходових режимів контейнеровозу. [4]

Таблиця 1.2 – Тривалість переходів НММ «Nuri» восени 2024 р.

Період	Тривалість	Статус
Вер07 12:17 - Вер09 06:13	1д 17год	Стоянковий
Вер09 06:13 - Вер10 17:57	1д 6год 43хв	Ходовий
Вер10 17:57 - Вер12 04:04	1д 15год	Стоянковий
Вер12 04:04 - Вер16 19:59	4д 15год 35хв	Ходовий
Вер16 19:59 - Вер19 22:43	3д 2год	Стоянковий
Вер19 22:43 - Вер27 06:21	7д 7год 38хв	Ходовий
Вер27 06:21 - Вер28 11:33	1д 5год	Стоянковий
Вер28 11:33 - Жов01 16:40	3д 5год 7хв	Ходовий

Тривалість режимів за цей період, год:

$$t_{x.p.} = 24 \cdot 7 + 16 + 8 + 5 = 396 \quad t_{ст.p.} = 24 \cdot 6 + 17 + 158 + 2 + 5 = 183$$

$$t = t_{x.p.} + t_{ст.p.} = 396 + 183 = 579 \quad \tau=24$$

Приймаємо 20% від усього стоянкового часу на стоянку з вантажними операціями, решта часу просто стоянка на якорі, год:

$$t_{ст.p.В0} = t_{ст.p.} \cdot 0,2 = 183 \cdot 0,2 = 36,6$$

$$t_{ст.p.бв} = t_{ст.p.} \cdot 0,82 = 183 \cdot 0,8 = 146,4$$

Частки кожного режиму роботи від усього часу:

$$t_{x.p.\%} = \frac{t_{x.p.}}{t} = \frac{396}{579} = 0,68 \quad t_{ст.p.\%} = \frac{t_{ст.p.}}{t} = \frac{183}{579} = 0,32$$

$$t_{ст.p.В0\%} = \frac{t_{ст.p.В0}}{t} = \frac{36,6}{579} = 0,07 \quad t_{ст.p.бв\%} = \frac{t_{ст.p.бв}}{t} = \frac{146,4}{579} = 0,25$$

За даними [1] при навантаженні на головний двигун 86,8% судно здатне розвивати шв. у 22,3 вузли, але це показникові показники, робимо такі висновки адже статистичні дані експлуатації [4] показують, що $v_{екс} = 14$ вузлів. Також, з аналізу діаграм навантаження ГД [5] приймаємо $N_{екс}^{ГД} = 46444$ кВт $\approx 75\%$ від номінального навантаження двигуна.

Питома витрата палива для ГД, кг/кВт·год: [3,5]

$$g_{MGO}^{ГД} = y \cdot g_{MDO}^{ГД} = 1,005 \cdot \frac{159}{1000} = 0,16$$

$$g_{HFO}^{ГД} = \frac{Q_{MD}}{Q_{HFO}} \cdot g_{MDO}^{ГД} = \frac{42700}{40600} \cdot 0,159 = 0,167$$

					КБР.6.135.4211.03.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

На судні встановлено два типи генераторів однієї моделі, які відрізняються лише кількістю циліндрів, тож матимуть однакові показники питомої витрати палива. Згідно мануалу, кг/кВт·год: [3, 6]

$$g_{MGO}^{ДГ} = y \cdot g_{MDO}^{ДГ} = 1,005 \cdot \frac{179}{1000} = 0,18$$

$$g_{HFO}^{ДГ} = \frac{Q_{MDO}}{Q_{HFO}} \cdot g_{MDO}^{ДГ} = \frac{42700}{40600} \cdot 0,179 = 0,188$$

Визначимо добові витрати палива на ГД, кг:

$$G_{HFO}^{ГД} = k \cdot g_{HFO}^{ГД} \cdot N_{екс}^{ГД} \cdot \tau = 0,85 \cdot 0,167 \cdot 46444 \cdot 24 = 158437,8$$

$$G_{MGO}^{ГД} = (1 - k) \cdot g_{MGO}^{ГД} \cdot N_{екс}^{ГД} \cdot \tau = (1 - 0,85) \cdot 0,16 \cdot 46444 \cdot 24 = 26584$$

де $k=0,85$ – коефіцієнт використання НФО.

Добова витрата важкого пального на ДК за даними розділу 3, кг:

$$G_{HFO}^{ДК} = N_{ДК} \cdot \tau = 359,26 \cdot 24 = 8622,7$$

$$G_{MGO}^{ДК} = N_{ДК} \cdot \tau \cdot \frac{Q_{HFO}}{Q_{MGO}} = 359,26 \cdot 24 \cdot \frac{40600}{42500} = 8237$$

Потужності працюючих ДГ для основних експлуатаційних режимів, кВт:

$$N_{ек.р.}^{ДГ} = 2 \cdot 3500 + 4500 = 11500 \quad N_{ест.р.бв}^{ДГ} = 2 \cdot 3500 = 7000$$

$$N_{ест.р.вО}^{ДГ} = 2 \cdot 4500 = 9000$$

Визначимо добові витрати палива на ДГ на відповідних режимах роботи, кг/добу:

$$G_{HFO_{ек.р.}}^{ДГ} = k \cdot g_{HFO}^{ДГ} \cdot N_{ек.р.}^{ДГ} \cdot \tau = 0,85 \cdot 0,188 \cdot 11500 \cdot 24 = 44165,5$$

$$G_{MGO_{ек.р.}}^{ДГ} = (1 - k) \cdot g_{MGO}^{ДГ} \cdot N_{ек.р.}^{ДГ} \cdot \tau = (1 - 0,85) \cdot 0,18 \cdot 11500 \cdot 24 = 7410,6$$

$$G_{HFO_{ест.р.бв}}^{ДГ} = k \cdot g_{HFO}^{ДГ} \cdot N_{ест.р.бв}^{ДГ} \cdot \tau = 0,85 \cdot 0,188 \cdot 7000 \cdot 24 = 26883,3$$

$$G_{MGO_{ест.р.бв}}^{ДГ} = (1 - k) \cdot g_{MGO}^{ДГ} \cdot N_{ест.р.бв}^{ДГ} \cdot \tau = (1 - 0,85) \cdot 0,18 \cdot 7000 \cdot 24 = 4510,8$$

$$G_{HFO_{ест.р.вО}}^{ДГ} = k \cdot g_{HFO}^{ДГ} \cdot N_{ест.р.вО}^{ДГ} \cdot \tau = 0,85 \cdot 0,188 \cdot 9000 \cdot 24 = 32864,4$$

$$G_{MGO_{ест.р.вО}}^{ДГ} = (1 - k) \cdot g_{MGO}^{ДГ} \cdot N_{ест.р.вО}^{ДГ} \cdot \tau = (1 - 0,85) \cdot 0,18 \cdot 9000 \cdot 24 = 6099,6$$

Сумарні витрати палива за добу переходу, кг:

$$M_{HFO_{ек.р.}} = k_1 \cdot (G_{HFO}^{ГД} + G_{HFO_{ек.р.}}^{ДГ} + G_{HFO}^{ДК}) = 1,15 \cdot (158437,8 + 44165,5 + 8622,7) = 242909,9$$

					КБР.6.135.4211.03.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

$$M_{MGO_{x.p.}} = k_1 \cdot (G_{MGO}^{\Gamma D} + G_{MGO_{x.p.}}^{\Gamma K}) = 1,15 \cdot (26584 + 7410,6) = 39094 ,$$

де k_1 – коеф. Запасу.

Сумарна витрата палива за добу стоянки з вантажними операціями, кг:

$$M_{HFO_{ст.р.В0}} = k_1 \cdot (G_{HFO_{ст.р.В0}}^{\Gamma K} + G_{HFO}^{\Gamma K}) = 1,15 \cdot (32864,4 + 8622,7) = 47710,2$$

$$M_{MGO_{ст.р.В0}} = k_1 \cdot G_{MGO_{ст.р.В0}}^{\Gamma K} = 1,15 \cdot 6099,6 = 7014,5$$

Сумарна витрата палива за добу стоянки без вантажних операцій, кг:

$$M_{HFO_{ст.р.бв}} = k_1 \cdot (G_{HFO_{ст.р.бв}}^{\Gamma K} + G_{HFO}^{\Gamma K}) = 1,15 \cdot (26883,3 + 8622,7) = 40832$$

$$M_{MGO_{ст.р.бв}} = k_1 \cdot G_{MGO_{ст.р.бв}}^{\Gamma K} = 1,15 \cdot 4510,8 = 5187,2 ,$$

Автономність визначається при повному бункеруванні важким та легким паливами, доба:

$$T_{HFO} = \frac{V_{HFO} \cdot \rho_{HFO}}{M_{HFO_{x.p.}} \cdot t_{x.p.\%} + M_{HFO_{ст.р.В0}} \cdot t_{ст.р.В0\%} + M_{HFO_{ст.р.бв}} \cdot t_{ст.р.бв\%}} =$$

$$= \frac{8377,33 \cdot 952}{242909,9 \cdot 0,68 + 47710,2 \cdot 0,07 + 40832 \cdot 0,25} = 44,44$$

$$T_{MGO} = \frac{V_{MGO} \cdot \rho_{MGO}}{M_{MGO_{x.p.}} \cdot t_{x.p.\%} + M_{MGO_{ст.р.В0}} \cdot t_{ст.р.В0\%} + M_{MGO_{ст.р.бв}} \cdot t_{ст.р.бв\%}} =$$

$$= \frac{1241,1 \cdot 850}{39094 \cdot 0,68 + 7014,5 \cdot 0,07 + 5187,2 \cdot 0,25} = 37,47$$

Дальність плавання становитиме, милі:

$$S = v_{екс} \cdot T_{HFO} \cdot \tau = 14 \cdot 37,47 \cdot 24 = 12590$$

1.4. Загальна характеристика суднової енергетичної установки (СЕУ)

Контейнеровоз обладнано одновальною дизельною пропульсивною установкою з прямою передачею, яка працює на гвинт фіксовного кроку діаметром 10 м. [1] Головним двигуном судна є двотактний дизельний двигун MAN B&W 9G95ME-C10.5. Судно оснащено відкритою системою очищення вихлопних газів – скруберами від фірми HPS типу Open loop що дозволяють використовувати високосірчате паливо. Робимо припущення, що допоміжний котел також приєднано до системи скрубєрів. Також припустимо, що основним паливом є високосірчате (HFO), а в прибережних районах подачу переключають на ULSFO. В якості легкого палива використовується MGO. [1,5]

					КБР.6.135.4211.03.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

Електроенергією судно забезпечує суднова електростанція з 4 дизель-генераторних комплексів Himsen-H32-40V, два сети по 4500/4320 кВт та два по 3500/3360 кВт. [6]

Потреби в тепловій енергії перекриває судновий котел моделі MA-TYPE від виробника Kangrim паропродуктивністю 5 т/год. [1]

Окрім того, потреби в прісній воді задовільняє опріснювальна установка, даних про яку в загальному доступі не знайдено, тож її підбір буде зроблено у 2 розділі.

Машинне відділення судна розміщене у кормовій частині, ГД та ДГ встановлені в одному спільному приміщенні (рис.1.3.). [2] Аварійна СЕС розміщується в приміщенні вище головної палуби поза шахтою машинного відділення, що має безпосередній вихід на відкриту палубу.

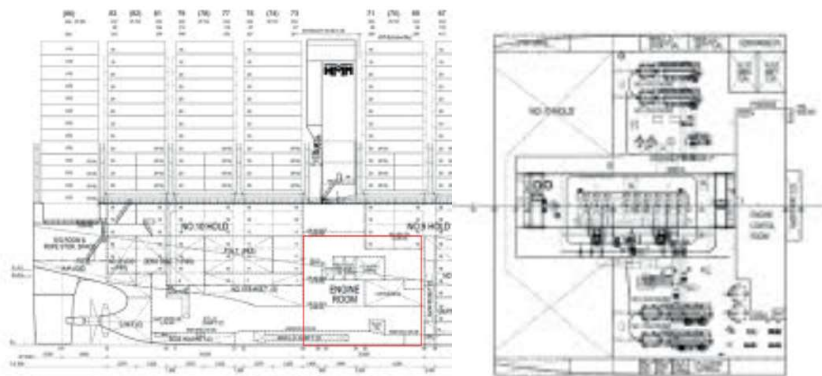


Рис. 1.3 – Розташування машинного відділення контейнеровозу НММ Nuri
Для керування та моніторингу роботи технічних систем у машинному відділенні передбачено центральний пост управління (ЦПУ).

Висновки до першого розділу

1. Розглянуто особливості судна, та обґрунтовано використання конкретних видів палива для усіх теплових двигунів на судні.
2. Враховуючи здатність роботи ГД, ДГ та ДК на двох типах палива (HFO та MGO) та дані по запасам палива автономність судна при повному бункеруванні важким паливом склала 40 діб, а легким більш екологічним паливом - 37. Дальність плавання дорівнює 12590 миль при середній швидкості руху 14 вузлів.

					КБР.6.135.4211.03.02.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
					Визначення ефективності суднової енергетичної установки НММ Nuri	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент		Дратман С.С.					15	15
						НУК		
Керівник		Кузнецова С.А.						

РОЗДІЛ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки

2.1. Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки

Головний двигун

MAN B&W 9G95ME-C10.5 – двотактний малообертовий двигун (рис. 2.1), з експлуатаційною потужністю 46444 кВт ($\approx 75\%$ від номіналу) при частоті обертання 76 хв^{-1} . Габаритні розміри двигуна: довжина 12182 мм, ширина 10895 мм, висота 16675 мм. Діаметр циліндра – 950 мм, хід поршня – 3460 мм. Витрата палива $159 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$. [5]

Більш розгорнуто опис та характеристики ГД подано далі у розділі 3.

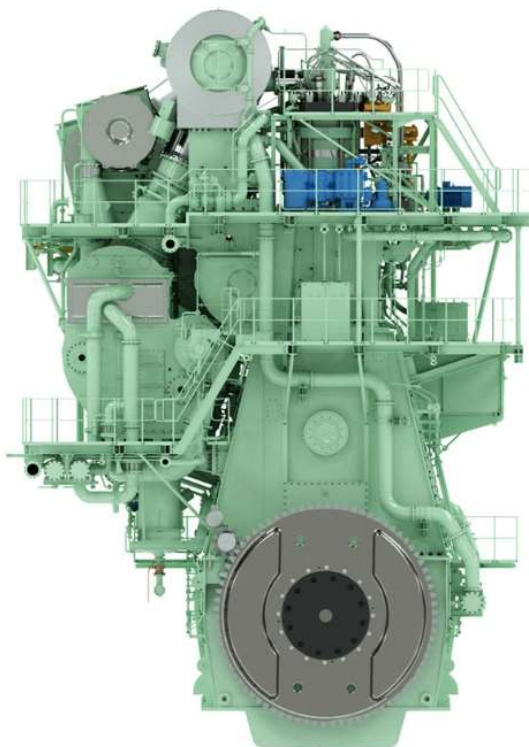


Рис. 2.1 – Загальний вигляд двигуна MAN B&W 9G95ME-C10.5 [5]

Великий поршневий хід та низька швидкість обертання створюють оптимальні умови для прямого приводу гребного гвинта без використання редуктора

Головні суднові передачі, муфти, валопровід та рушій

На судні змонтовано гребний гвинт фіксованого кроку, який виготовлений із нікель-алюмінієвої бронзи компанією HHI-EMD. Діаметр гвинта становить 10 м частота обертання — $75,7 \text{ об/хв}$. [1]

					КБР.6.135.4211.03.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Валопровід судна складається з основних валів: гребного, дейдвудного, проміжного та упорного. Їх з'єднання здійснюється за допомогою цільнокованих фланців і однієї пружної демпфіруючої муфти. Пружне кільце забезпечує передачу зусилля між валами, компенсує незначне зміщення центрів і знижує вібраційні та ударні навантаження, що виникають під час роботи двигуна. Основний упорний підшипник ковзання зображено на рис. 2.2.

Дейдвудний пристрій включає підшипники, ущільнення, дейдвудну трубу, а також системи охолодження і змащення. Охолодження здійснюється за допомогою заборотної води. [5,8]

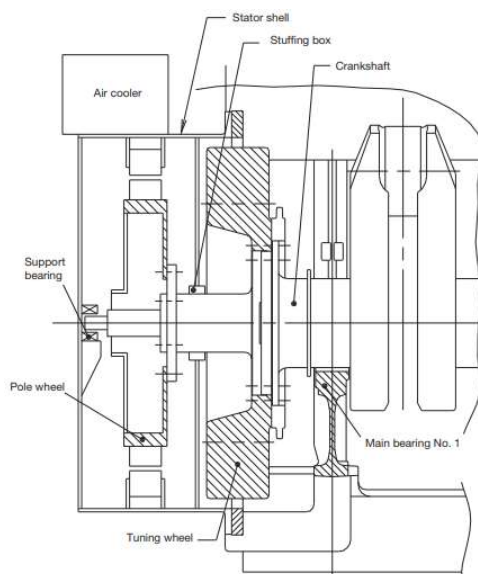


Рис. 2.2 – Упорний підшипник V&W-Michell двигуна 9G95ME-C10.5

Діаметри валів визначимо згідно методики, наведених у Регістрі судноплавства України том 3 [7]. Приймаємо, що гребний вал зроблено зі сталі категорії міцності КМ-25, а проміжний вал – КМ-23 ($R_{гв} = 480$ МПа та $R_{пв} = 440$ МПа відповідно) розрахунок на міцність доцільно проводити на номінальну потужність ГД $N = 61830$ кВт при відповідній частоті обертання $n=81$ об/хв. Приймаємо коефіцієнти, що враховують особливості пропульсивного комплексу: $F = 100$ для дизельних установок з прямою передачею; $k = 1,22$ – коефіцієнт, що враховує конструкцію з'єднання валу та гребного гвинта. Отже найменший припустимий діаметр обчислюється таким чином, мм:

$$d_{пр} = F \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{100}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{61830}{100}} = 891,9$$

Мінімальний розрахунковий діаметр гребного валу, мм:

$$d_{min} = F \cdot k \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 100 \cdot 1,22 \cdot \sqrt[3]{\frac{61830}{81}} = 1114,9$$

Розрахункові діаметри валів, мм:

$$d_p^{rp} = d_{min} \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{R_{гв} + 160}} = 1114,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{480 + 160}} = 1066,4$$

$$d_p^{np} = d_{np} \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{R_{пв} + 160}} = 891,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{440 + 160}} = 871,6$$

Приймаємо найближче більше значення згідно таблиці номральних діаметрів для валів [7]:

- діаметр гребного валу $d_{гв} = 1080$ мм;
- діаметр проміжного валу $d_{пр} = 880$ мм.

До допоміжного обладнання валопроводу належать: валоповоротний пристрій з електричним приводом, що використовується для прокручування вала після зупинки двигуна задля уникнення прикипання масляної плівки в підшипниках, і гальмівний пристрій, призначений для фіксації валопроводу при аварійних ситуаціях або в період ремонту. [5]

Суднова електростанція

Суднова електростанція складається з 4-х генераторів змінного струму Himsen моделі H32/40 (рис. 2.3) два з яких обладнано 7 циліндровими первинними тепловими двигунами, а два інших 9 циліндровими, потужністю 3500 кВт та 4500 кВт відповідно при частоті обертання 750 об/хв і питомій витраті пального 179 г/(кВт·год). Напруга мережі становить 380В, частота струму 60Гц. [6]

Детальніші характеристики для ДГ буде подано далі у пункті 2.4.

Враховуючи великі габарити судна та наявність рефрижераторних контейнерів робимо припущення, що в якості аварійної СЕС виступає дизель-генератор MAN B&W D2842 потужністю 410 кВт при сталій частоті обертання 1800 об/хв та питомою витратою палива 198 г/(кВт год).[8]

					КБР.6.135.4211.03.02.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18



Рис. 2.3 – Загальний вигляд дизель-генераторів Himsen моделі H32/40

Наявність кількох генераторних комплексів дозволяє автоматизувати процес перемикання потужностей відповідно до навантаження, забезпечуючи економічність та ефективність роботи енергетичної системи судна на перехідних режимах, а також дає змогу проводити технічне обслуговування без зупинки електропостачання.

Основними споживачами електроенергії на судні є: компресорні установки, насосне обладнання (паливні, баластні, охолоджувальні насоси), системи автоматичного управління, системи освітлення, навігаційне обладнання, електроприводи механізмів, гальмівні системи, рульова машина, опріснювальна установка та вентиляція. Окрему групу споживачів становлять рефрижераторні контейнери — вони мають високі енергетичні потреби, оскільки вимагають стабільного і безперебійного електропостачання для підтримання заданої температури.

Ключовим елементом розподілу електроенергії є головний розподільний щит (ГРЩ). ГРЩ має резервне живлення та систему аварійного відключення. [8]

Допоміжна котельна установка

На борту контейнеровоза встановлена автономна допоміжна котельна установка з котлом вертикально циліндричним паровим котлом МА-TYPE від виробника Kangrim (рис. 2.4). Котли МА-TYPE здатні видавати пару під тиском до 1,0 Мпа і є модифікацією котлів Aalborg AQ-12. [10]

На судні не передбачено утилізаційного котла, який використовує тепло відпрацьованих газів головного двигуна, тож саме ДК стає єдиним джерелом пари для технологічних та побутових умов.

Установка забезпечує подачу пари до широкого кола споживачів, серед яких: система підігріву важкого палива та масел, санітарно-господарське водопостачання (підігрів прісної води для душових, кухні тощо), а також система опалення житлових і службових приміщень. Можливе використання пари для продувки паливних трубопроводів, промивання систем та як джерело тепла для вентиляційних шахт і систем деаерації, тож із урахуванням потреб судна у тепловій енергії приймаємо для подальших розрахунків тиск насиченої пари 0,8 МПа . ККД складає 84 %. Температура живильної води 70°C, паропродуктивність 5 т/год. Паливом для ДК слугує мазут або ULSFO. Коефіцієнт надлишку повітря 1,15. [1,10]

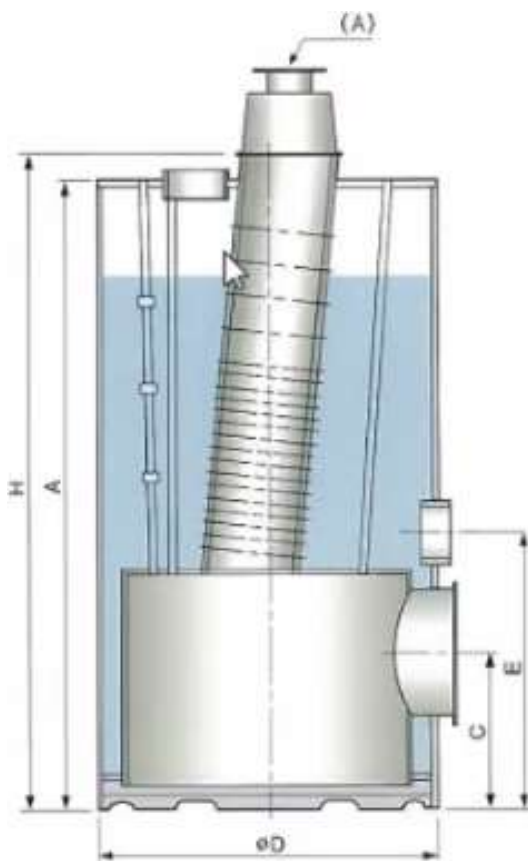


Рис.2.4 – Поперечний переріз котла Kangrim MA-TYPE

Система автоматизована, що дозволяє підтримувати стабільні параметри роботи без постійного втручання екіпажу. Установка має резервні системи подачі палива, подачі води та захисту від перевищення тиску. Робочі параметри котла контролюються мануально або через головний пост управління.

Опріснювальна установка

На контейнеровозах зазвичай встановлюється вакуумна дистиляційна установка типу опріснювача для якої джерелом тепла слугує гаряча вода з високотемпературного контуру охолодження головного двигуна. В установці вода випаровується за зниженого тиску, після чого конденсується у вигляді чистої опрісненої рідини. У відкритому доступі немає інформації про опріснювальну установку контейнеровозу НММ Nuri, тож виконаємо її підбір згідно методики. [9]

Для розрахунку необхідно знати загальне споживання води, яке визначається сумою витрат на побутові, технічні та спеціальні експлуатаційні потреби:

$$Q_{\text{побут.}} = N \cdot q = 28 \cdot 200 = 5,600 \text{ л/добу} = 5,6 \text{ т/добу},$$

де N — кількість членів екіпажу 28, q — середня норма споживання на 1 особу 200 л/добу.

Технічне споживання для підживлення котлів, та трубопроводів охолодження ДВЗ приймаємо $Q_{\text{тех}} = 4 \text{ т/добу}$ [9]. Також слід враховувати резервний запас +10–20% до розрахованого обсягу, таким чином:

$$Q_{\text{заг.}} = 1,2 \cdot (Q_{\text{побут.}} + Q_{\text{тех}}) = 1,2 \cdot (5,6 + 4) = 11,5 \text{ т/добу}$$

Обираємо Модель JWP-26-C80 від виробника Alfa Laval (рис. 2.5). Установа має добову продуктивність до 15 т/добу, працює в температурному діапазоні від 55°C до 95°C, має автоматизовану систему управління та компактні габарити. [11]



Рис.2.5 – Опріснювальна установка Alfa Laval JWP-26-C80

2.2. Розробка структурної схеми енергетичної установки

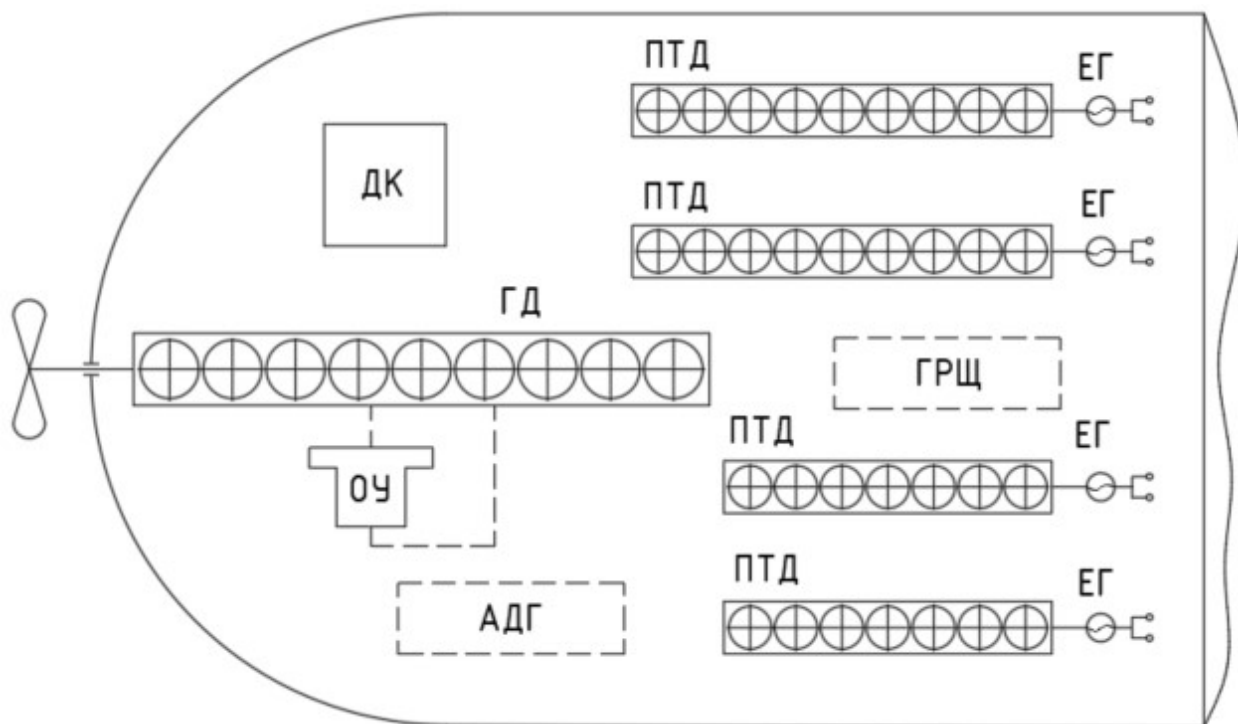


Рис.2.6 – Функціональна схема СЕУ:

ГД – головний двигун; ДГ – дизель-генератор; ЕГ – електрогенератор; ОУ – водопріснювальна установка; ДК – допоміжний котел; АДГ – аварійний дизель-генератор; ГРЩ – головний розподільчий щиток.

2.3. Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

Таблиця 2.1 – Режими роботи судна

Елемент СЕУ	Ходовий		Стоянковий		Аварійний
	Без реф.	3 реф.	3 ВО	Без ВО	
ГД ₁	+1	+1	-	-	-
ОУ ₁	+1	+1	-	-	-
ДК ₁	+	+	+	+	-
ДДГ ₂ 3500кВт	-1	+ 2	-	+2	-
ДДГ ₂ 4500кВт	+1	+ 1	+2	-	-
АДГ ₁	-	-	-	-	+

2.3. Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи

Потоки теплоти будемо визначати для двох найенергозатратніших режимів роботи згідно складеної таблиці, а саме для ходового з рефрижираторними контейнерами та стоянкового з ВО за методикою наведеною у [9].

Пред початком розрахунків варто зробити уточнення для потужності ГД адже експлуатаційне значення значно відрізняється від номінального, і не можна використовувати дані з розділу 3, тож було прийняте рішення скористатись розрахунковою програмою CEAS engine calculation на офіційному сайті MAN і взяти звідти необхідні дані аби розрахунки були коретними та відповідали дійсності. [12]

Вхідні дані до розрахунку потоків теплоти для ГД: [12,13]

- Експлуатаційна потужність, кВт $N_e = 46444$
- Питома витрата пального (при N_e), кг/кВт·год $g_e = 0,159$
- ступінь підвищення тиску повітря в ТК $\pi_k = 3,5$
- коефіцієнт корисної дії надувного компресору $\eta_k = 0,93$
- сумарний коефіцієнт надлишку повітря (при $N_{\text{екс}}^{\text{ГД}}$) $\alpha_\Sigma = 2,83$
- температура газів на виході з турбіни, К $T_e = 463$
- температура повітря на вході в ТК, К $T_\theta = 318$
- нижча теплота згоряння палива (MDO), кДж/кг $Q_i^r = 42700$

Вхідні дані до розрахунку потоків теплоти для ДГ: [3,6]

- Експлуатаційна потужність, кВт $N_{e1} = 3500 \quad N_{e2} = 4500$
- Кількість $\text{ДГ}^1 - 2 / \text{ДГ}^2 - 2$
- Питома витрата пального, кг/кВт·год $g_e = 0,179$
- ступінь підвищення тиску повітря в ТК $\pi_k = 3,2$
- коефіцієнт корисної дії надувного компресору $\eta_k = 0,82$
- сумарний коефіцієнт надлишку повітря (при $N_{\text{екс}}^{\text{ГД}}$) $\alpha_\Sigma = 2,2$
- температура газів на виході з турбіни, К $T_e = 573$
- температура повітря на вході в ТК, К $T_\theta = 318$
- нижча теплота згоряння палива (MDO), кДж/кг $Q_i^r = 42700$
- коефіцієнт корисної дії електрогенератора $\eta_{e2} = 0,96$

Таблиця 2.2 – Розрахунок потоків теплоти на ГД.

№	Величина	Познач.	Од.	Формула або джерело	Чисел. Знач.
1.	Теплота при спалюванні пального	$Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}}$	кВт	$g_{\text{екс}}^{\text{ГД}} \cdot N_{\text{екс}}^{\text{ГД}} \cdot Q_{\text{МДО}}^r / 3600 =$ $= 0,159 \cdot 46444 \cdot 42700 / 3600 =$	87589,5
2.	Витрата пального	$G_{\text{пал}}^{\text{ГД}}$	кг/с	$g_{\text{екс}}^{\text{ГД}} \cdot N_{\text{екс}}^{\text{ГД}} / 3600 =$ $= 0,159 \cdot 46444 / 3600 =$	2,05
3.	К-сть повітря, що подається до двигуна	$G_{\text{п}}^{\text{ГД}}$	кг/с	$\alpha_{\Sigma} \cdot L_0 \cdot g_{\text{екс}}^{\text{ГД}} \cdot N_{\text{екс}}^{\text{ГД}} / 3600 =$ $= 2,83 \cdot 14,3 \cdot 0,159 \cdot 46444 / 3600$	81,55
4.	К-сть відпрацьованих газів	$G_{\text{г}}^{\text{ГД}}$	кг/с	$G_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + G_{\text{п}}^{\text{ГД}} = 2,05 + 81,54 =$	83,60
5.	Теплоємності відпрацьованих газів та повітря	$c_{\text{рг}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$c_{\text{рг}} = f(T_{\text{г}} = 483 \text{ К} = 210^{\circ}\text{C})$	1,100
		$c_{\text{рп}}$		$c_{\text{рп}} = f(T_{\text{п}} = 318 \text{ К} = 45^{\circ}\text{C})$	1,005
6.	Втрати теплоти з вихлопними газами	$Q_{\text{г}}^{\text{ГД}}$	кВт	$G_{\text{г}}^{\text{ГД}} c_{\text{рг}} T_{\text{г}} - G_{\text{п}}^{\text{ГД}} c_{\text{рп}} T_{\text{п}} =$ $= 83,60 \cdot 1,100 \cdot 483 -$ $81,55 \cdot 1,005 \cdot 318 =$	16472
7.	Температура повітря після компресора ТНА	$T_{\text{к}}$	К	$T_{\text{к}} = T_{\text{п}} \left[1 + (\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1) \frac{1}{\eta_{\text{к}}} \right] =$ $= 318 \left[1 + \frac{(3,55^{0,286} - 1)}{0,93} \right] =$	489,6
8.	Теплота, що відбирається від надувного повітря	$Q_{\text{н.п}}^{\text{ГД}}$	кВт	$G_{\text{п}}^{\text{ГД}} \cdot c_{\text{рп}} \cdot (T_{\text{к}} - T_{\text{п}}) =$ $= 81,55 \cdot 1,005 \cdot (489 - 318) =$	14036,2
9.	Втрати теплоти від з розсіюванням	$Q_{\text{зал}}^{\text{ГД}}$	кВт	$Q_{\text{зал}}^{\text{ГД}} = (0,005 - 0,02) \cdot G_{\text{пал}}^{\text{ГД}} =$ $= 0,0051 \cdot 87589,5 =$	875,6
10.	Теплота, що втрачається з маслом	$Q_{\text{м}}^{\text{ГД}}$	кВт	$Q_{\text{м}}^{\text{ГД}} = (0,03 - 0,05) G_{\text{пал}}^{\text{ГД}} =$ $= 0,03 \cdot 87589,5 =$	2678
11.	Теплота, що втрачається з охолоджуючою прісною водою	$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}}$	кВт	$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} = (0,05 - 0,08) G_{\text{пал}}^{\text{ГД}} =$ $= 0,05 \cdot 87589,5 =$	7007
12.	Тепловий баланс ДВЗ, кВт $Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} \geq (N_{\text{екс}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{г}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{н.п}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{м}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{зал}}^{\text{ГД}})$; $N_{\text{екс}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{г}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{н.п}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{м}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{зал}}^{\text{ГД}} = 46444 + 16472 + 14036,2 + 7007 + 2678 + 875,6 = 87463,2$ кВт. Небаланс - 0,14%. Вимогу $\pm 0,5 \%$ виконано.				
13	ККД ГД	$\eta_{\text{ГД}}$	%	$N_{\text{екс}}^{\text{ГД}} / Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} \cdot 100\% =$ $= 46444 / 87589,5 \cdot 100\% =$	53

Таблиця 2.3 – Розрахунок потоків теплоти на ДГ1 (3500 кВт).

№	Величина	Познач	Од.	Формула або джерело	Чисел. знач.
1.	Теплота при спалюванні пального	$Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ1}}$	кВт	$g_e^{\text{ДГ1}} \cdot N_e^{\text{ДГ1}} \cdot Q_i^r / 3600 =$ $=0,179 \cdot 3500 \cdot 42700 / 3600 =$	7431
2.	Витрата пального	$G_{\text{пал}}^{\text{ДГ}}$	кг/с	$g_e^{\text{ДГ1}} \cdot N_e^{\text{ДГ1}} / 3600 =$ $0,179 \cdot 3500 / 3600 =$	0,174
3.	Кількість повітря, що подається до двигуна	$G_{\text{п}}^{\text{ДГ1}}$	кг/с	$\alpha_{\Sigma} \cdot L_0 \cdot g_e^{\text{ДГ1}} \cdot N_e^{\text{ДГ1}} / 3600 =$ $=2,2 \cdot 14,3 \cdot 0,179 \cdot 3500 / 3600 =$	5,475
4.	К-сть відпрацьованих газів	$G_{\text{г}}^{\text{ДГ1}}$	кг/с	$G_{\text{пал}}^{\text{ДГ1}} + G_{\text{п}}^{\text{ДГ1}} = 0,174 + 5,475 =$	5,649
5.	Теплоємності відпрацьованих газів та повітря	$c_{\text{рг}}$ $c_{\text{рп}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$c_{\text{рг}} = f(T_{\text{г}} = 573 \text{ К} = 300^{\circ}\text{C})$ $c_{\text{рп}} = f(T_{\text{п}} = 318 \text{ К} = 45^{\circ}\text{C})$	1,132 1,005
6.	Втрати теплоти з вихлопними газами	$Q_{\text{г}}^{\text{ДГ1}}$	кВт	$G_{\text{г}}^{\text{ДГ1}} \cdot c_{\text{рг}} \cdot T_{\text{г}} - G_{\text{п}}^{\text{ДГ1}} \cdot c_{\text{рп}} \cdot T_{\text{п}} = 5,649 \cdot$ $\cdot 1,132 \cdot 573 - 5,475 \cdot 1,005 \cdot 318 =$	1914
7.	Температура повітря після компресора ТНА	T_k	К	$T_k = T_{\text{п}} \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \right] =$ $318 \left[1 + \frac{(2,9^{0,286} - 1)}{0,82} \right]$	470,9
8.	Теплота, що відбирається від надувного повітря	$Q_{\text{н.п}}^{\text{ДГ1}}$	кВт	$G_{\text{п}}^{\text{ДГ1}} \cdot c_{\text{рп}} \cdot (T_k - T_{\text{п}}) =$ $5,475 \cdot 1,005 \cdot (470,9 - 318) =$	841
9.	Втрати теплоти з розсіюванням	$Q_{\text{зал}}^{\text{ДГ1}}$	кВт	$Q_{\text{зал}}^{\text{ДГ1}} = (0,01 - 0,02) \cdot G_{\text{пал}}^{\text{ДГ1}} =$ $0,01 \cdot 7431 =$	74
10.	Теплота, що втрачається з охолоджуючою прісною водою	$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ1}}$	кВт	$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ1}} = (0,07 - 0,11) G_{\text{пал}}^{\text{ДГ1}} =$ $0,1 \cdot 7431 =$	743
11.	Теплота, що втрачається з маслом	$Q_{\text{м}}^{\text{ДГ1}}$	кВт	$Q_{\text{м}}^{\text{ДГ1}} = (0,04 - 0,06) G_{\text{пал}}^{\text{ДГ1}} =$ $0,045 \cdot 7431 =$	335
12.	Тепловий баланс $Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ1}} \geq N_e^{\text{ДГ1}} + Q_{\text{г}}^{\text{ДГ1}} + Q_{\text{н.п}}^{\text{ДГ1}} + Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ1}} + Q_{\text{м}}^{\text{ДГ1}} + Q_{\text{зал}}^{\text{ДГ1}} = 3500 + 1914 + 841 + 743 + 335 + 74 = 7407 \text{ кВт}$ $Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ1}} - (N_e^{\text{ДГ1}} + Q_{\text{г}}^{\text{ДГ1}} + Q_{\text{н.п}}^{\text{ДГ1}} + Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ1}} + Q_{\text{м}}^{\text{ДГ1}}) / Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ1}} \cdot 100\% = (7431 - 7407) / 7431 \cdot 100\% = 0,45\%$. Вимогу $\pm 0,5\%$ виконано.				
13.	Електрична потужність ДГ	$P_e^{\text{ДГ1}}$	кВт	$P_e^{\text{ДГ1}} = N_e^{\text{ДГ1}} \cdot \eta^{\text{ЕГ}} = 3500 \cdot 0,96 =$	3360
14.	Втрати у електрогенераторі	$Q_e^{\text{ЕГ1}}$	кВт	$Q_e^{\text{ЕГ1}} = N_e^{\text{ДГ1}} - P_e^{\text{ДГ1}} = 3500 - 3360 =$	140

Таблиця 2.4 – Розрахунок потоків теплоти на ДГ2 (4500 кВт).

№	Величина	Познач	Од	Формула або джерело	Чисел. знач.
1.	Теплота, при спалюванні пального	$Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ2}}$	кВт	$g_e^{\text{ДГ2}} \cdot N_e^{\text{ДГ2}} \cdot Q_i^r / 3600 = 0,179 \cdot 4500 \cdot 42700 / 3600 =$	9554
2.	Витрата пального	$G_{\text{пал}}^{\text{ДГ2}}$	кг/с	$g_e^{\text{ДГ2}} \cdot N_e^{\text{ДГ2}} / 3600 = 0,179 \cdot 4500 / 3600 =$	0,224
3.	К-сть повітря, що подається до двигуна	$G_{\text{п}}^{\text{ДГ2}}$	кг/с	$\alpha_{\Sigma} \cdot L_0 \cdot g_e^{\text{ДГ}} \cdot N_e^{\text{ДГ2}} / 3600 = 2,2 \cdot 14,3 \cdot 0,179 \cdot 4500 / 3600 =$	7,039
4.	К-сть відпрацьованих газів	$G_{\text{г}}^{\text{ДГ2}}$	кг/с	$G_{\text{пал}}^{\text{ДГ2}} + G_{\text{п}}^{\text{ДГ2}} = 0,224 + 7,039 =$	7,263
5.	Теплоємності відпрацьованих газів та повітря	$c_{\text{рг}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$c_{\text{рг}} = f(T_{\text{г}} = 573 \text{ К} = 300^{\circ}\text{C})$	1,132
		$c_{\text{рп}}$		$c_{\text{рп}} = f(T_{\text{п}} = 318 \text{ К} = 45^{\circ}\text{C})$	1,005
6.	Втрати теплоти з вихлопними газами	$Q_{\text{г}}^{\text{ДГ2}}$	кВт	$G_{\text{г}}^{\text{ДГ2}} \cdot c_{\text{рг}} \cdot T_{\text{г}} - G_{\text{п}}^{\text{ДГ2}} \cdot c_{\text{рп}} \cdot T_{\text{п}} = 7,263 \cdot 1,132 \cdot 573 - 7,039 \cdot 1,005 \cdot 318 =$	2461
7.	Температура повітря після компресора ТНА	T_k	К	$T_k = T_{\text{п}} \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \right] = 318 \left[1 + \frac{(2,9^{0,286} - 1)}{0,82} \right] =$	470,9
8.	Теплота, що відбирається від надувного повітря	$Q_{\text{н.п}}^{\text{ДГ2}}$	кВт	$G_{\text{п}}^{\text{ДГ2}} \cdot c_{\text{рп}} \cdot (T_k - T_{\text{п}}) = 7,039 \cdot 1,005 \cdot (470,9 - 318) =$	1082
9.	Втрати теплоти з розсіюванням	$Q_{\text{зал}}^{\text{ДГ2}}$	кВт	$Q_{\text{зал}}^{\text{ДГ2}} = (0,01 - 0,02) G_{\text{пал}}^{\text{ДГ2}} = 0,01 \cdot 9554 =$	96
10.	Теплота, що втрачається з охолоджуючою прісною водою	$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ2}}$	кВт	$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ2}} = (0,07 - 0,11) G_{\text{пал}}^{\text{ДГ2}} = 0,1 \cdot 9554 =$	955
11.	Теплота, що втрачається з маслом	$Q_{\text{м}}^{\text{ДГ2}}$	кВт	$Q_{\text{м}}^{\text{ДГ2}} = (0,04 - 0,06) G_{\text{пал}}^{\text{ДГ2}} = 0,045 \cdot 9554 =$	423
12.	Тепловий баланс $Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ2}} \geq N_e^{\text{ДГ2}} + Q_{\text{г}}^{\text{ДГ2}} + Q_{\text{н.п}}^{\text{ДГ2}} + Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ2}} + Q_{\text{м}}^{\text{ДГ2}} + Q_{\text{зал}}^{\text{ДГ2}} = 4500 + 2461 + 1082 + 955 + 423 + 96 = 9523 \text{ кВт}$ $Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ2}} (N_e^{\text{ДГ2}} + Q_{\text{г}}^{\text{ДГ2}} + Q_{\text{н.п}}^{\text{ДГ2}} + Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ2}} + Q_{\text{м}}^{\text{ДГ2}} + Q_{\text{зал}}^{\text{ДГ2}}) / Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ2}} \cdot 100\% = (9554 - 9523) / 9554 \cdot 100\% = 0,45\%$ Вимогу $\pm 0,5\%$ виконано.				
13.	Електрична потужність ДГ	$P_e^{\text{ДГ2}}$	кВт	$P_e^{\text{ДГ2}} = N_e^{\text{ДГ2}} \cdot \eta^{\text{ЕГ2}} = 4500 \cdot 0,965 =$	4320
14.	Втрати у електрогенераторі	$Q_e^{\text{ЕГ2}}$	кВт	$Q_e^{\text{ЕГ2}} = N_e^{\text{ДГ}} - P_e^{\text{ДГ2}} = 4500 - 4320 =$	180

Таблиця 2.5 – Вхідні дані для розрахунку та тепловий баланс на ДК, .

№	Величина	Познч.	Од.	Формула або джерело	Числ. знач.
1.	Паропродуктивність ДК	D	кг/год	[1]	5000
2.	Тиск пари ДК	p	МПа	[10]	0,8
3.	Температура живильної води	$t_{ж.в.}$	°С	[10]	70
4.	Температура повітря на вході в топку	$t_{пов.}$	°С	приймається	45
5.	Нижча робоча теплота згоряння палива (HFO)	$Q_{н.р.}$	кДж/кг	[3]	40600
6.	ККД	$\eta_{ДК}$		[10]	0,84
7.	К-сть теплоти для отримання насиченої пари	$Q_S^{ДК}$	кВт	$\frac{D \cdot (i'' - i')}{3600} = \frac{5000 \cdot (2758,16 - 294)}{3600}$	3425
8.	Кількість теплоти, що виділяється при згорянні палива	$Q_{П}^{ДК}$	кВт	$\frac{Q_S^{ДК}}{\eta_{ДК}} = \frac{3425}{0,84} =$	4077
9.	Погодинна витрата палива	$G^{ДК}$	кг/год	Розділ 4	359,3

** i'' – ентальпія пари що знаходиться за тиском i може позначатись далі як h'' у розділі 4. i' - ентальпія живильної води що визначається за температурою i для розрахунів у роділі 4 позначається як h' .*

Кількість тепла для опріснювальної установки

На основі попередніх обчислень встановлено, що кількість тепла, переданого від гарячої прісної води системи охолодження головного двигуна до опріснювальної установки для утворення дистилату становить 7007 кВт. У випарнику передбачається різниця температур між прісною водою та забортною водою на рівні 20 °С, а температура кипіння морської води прийнята рівною 60 °С.

[3] Згідно з табличними даними теплофізичних властивостей води та пари:

$$i'' = 2609 \text{ кДж/кг}; \quad i_{з.в.} = 251,1 \text{ кДж/кг. [14]}$$

Знайдемо кількість тепла, яке буде використане для генерації пари:

$$Q_{oy} = D_{oy} (i'' - i_{з.в.})/3600 = (15 \cdot 10^3 \cdot (2609 - 251,1)/24)/3600 = 546 \text{ кВт}$$

Визначимо ефективні показники СЕУ на найбільш енергозатратних режимах роботи, схеми яких наведено на рис.2.7 та 2.8.

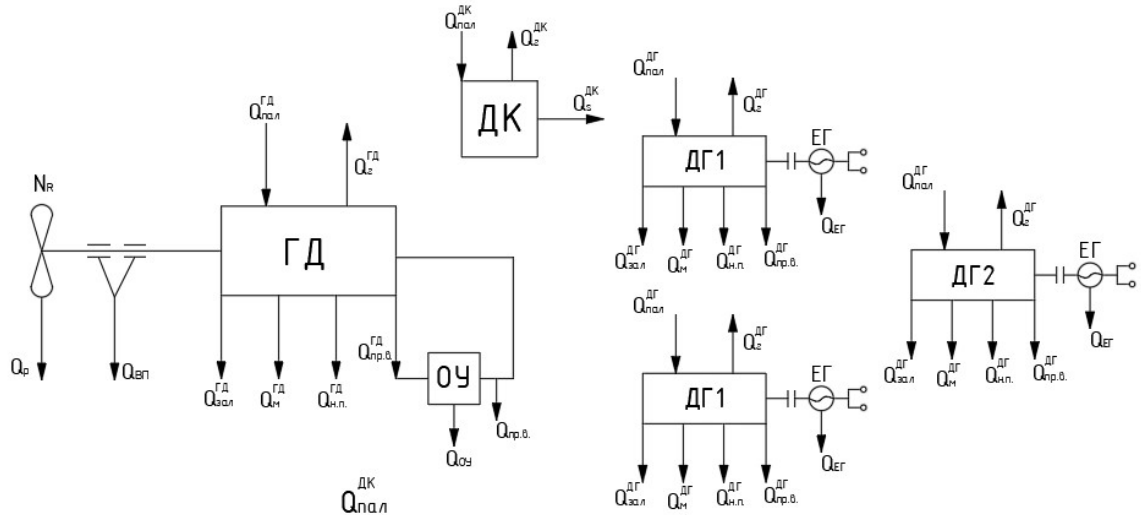


Рис. 2.7 – розрахункова схема процесів перетворення енергії на ходовому режимі з рефрижиацією.

Втрати енергії на валопроводі:

$$Q_{вп} = N_e^{ГД} \cdot (1 - \eta_{вп}) = 46444 \cdot (1 - 0,99) = 464,44 \text{ кВт.}$$

До рушія підводиться потужність $N_{вп}$:

$$N_{ен} = N_e^{ГД} - Q_{вп} = 46444 - 464,44 = 45979,6 \text{ кВт}$$

Втрати енергії на рушії (Q_p) визначаються наступним чином:

$$Q_p = (1 - \eta) \cdot N_{вп} = 0,3 \cdot 45979,6 = 13793,9 \text{ кВт.}$$

Корисна потужність N_R , яка переходить в упор, що забезпечує рух судна:

$$N_R = N_{ен} - Q_{зв} = 45979,6 - 13793,9 = 32185,7 \text{ кВт.}$$

ККД пропульсивного комплексу складає:

$$\eta_e^{ПК} = \frac{N_R}{G_{пал}^{ГД}} = \frac{32185,7}{87589,5} = 0,36$$

Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ на ходовому режимі:

$$(\eta_m^{СЕУ})_{xp} = \frac{N_R + Q_s^{ДК} + Q_{OY} + P_e^{ДГ2} + 2P_e^{ДГ1}}{Q_{пал}^{ДК} + Q_{пал}^{ГД} + Q_{пал}^{ДГ2} + 2Q_{пал}^{ДГ1}} = \frac{32185,7 + 3425 + 546 + 4320 + 2 \cdot 3230}{4077 + 87589,5 + 9554 + 2 \cdot 7431} = 0,4$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на ходовому режимі:

$$(\eta_e^{СЕУ})_{xp} = \frac{N_R + P_e^{ДГ2} + 2P_e^{ДГ1}}{Q_{пал}^{ДК} + Q_{пал}^{ГД} + Q_{пал}^{ДГ2} + 2Q_{пал}^{ДГ1}} = \frac{32185,7 + 4320 + 2 \cdot 3230}{4077 + 87589,5 + 9554 + 2 \cdot 7431} = 0,37$$

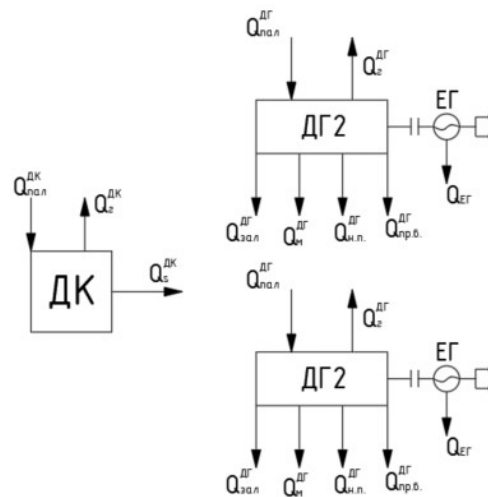


Рис. 2.8 – Розрахункова схема процесів перетворення енергії на стоянковому режимі з вантажними операціями.

Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ на стоянковому режимі з ВО:

$$(\eta_m^{CEV})_{xp} = \frac{Q_s^{ДК} + 2P_e^{ДГ2}}{Q_{пал}^{ДК} + 2Q_{пал}^{ДГ2}} = \frac{3425 + 2 \cdot 4320}{4077 + 2 \cdot 9554} = 0,52$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на стоянковому режимі з ВО:

$$(\eta_e^{CEV})_{xp} = \frac{2P_e^{ДГ2}}{Q_{пал}^{ДК} + 2Q_{пал}^{ДГ2}} = \frac{2 \cdot 4320}{4077 + 2 \cdot 9554} = 0,37$$

Висновки до другого розділу

1. Визначення ефективності установки на режимах яким характерні найбільші енергетичні затрати показує, що на ходовому режимі з підключеними рефрижераторними контейнерами ККД СЕУ складає 0,37, а КВТ – 0,40. Для стоянкового режиму з вантажними операціями ККД – 0,37, а КВТ – 0,52.

2. Для підвищення ефективності можливо розглянути використання комбінованого парового котла розрахованого на ту ж саму паропродуктивність, але який використовуватиме тепло як від газів з ГД так і газів з усіх ДГ, що зменшить витрати пального. Для точнішого обґрунтування цієї ідеї потрібно провести відповідні розрахунки та додатково звернути увагу на габарити та обв'язку систем для таких котлів аби прояснити можливість встановлення подібного на судні. З теплових балансів помітно, що є досить великі частки невикористаної теплоти яка втрачається з прісною водою та маслом на ГД, але вони є низько потенціальними джерелами теплоти.

					КБР.6.135.4211.03.03.ПЗ								
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
					Визначення параметрів суднового двигуна <i>MAN B&W</i> <i>9G95ME-C10.5</i>				Літ.	Арк.	Аркушів		
Студент	Дратман С.С.										30	30	
									НУК				
Керівник	Кузнецова С.А.												

РОЗДІЛ 3 Визначення параметрів суднового двигуна

MAN 9G95ME-C10.5

3.1. Загальний устрій та характеристики двигуна

MAN B&W 9G95ME-C10.5 — це двотактний, довгохідний, малообертовий дизельний двигун, розроблений для використання в якості головного рушія на великотоннажних судах, зокрема контейнеровозах нового покоління. Цей двигун має 9 циліндрів і забезпечує потужність 61830 кВт на номіналі при швидкості обертання колінчастого валу 81 об/хв. Суфікс «ME-C10.5» свідчить про наявність сучасної електронно-керованої системи контролю упорскування палива що відображається на відносно малій питомій витраті палива у 161 г/(кВт·год). Габаритні розміри: довжина 12182 мм, ширина 10895 мм, висота 16675 мм. Діаметр циліндра – 950 мм, хід поршня – 3460 мм. [5]

Двигун 9G95ME-C10.5 розроблено з урахуванням сучасних вимог до екологічної безпеки та економічності експлуатації. Однією з найважливіших характеристик цієї моделі є здатність працювати на кількох типах пального: HFO, ULSFO та MDO чи MGO. Це дозволяє судновласникам гнучко реагувати на зміни у цінах на паливо, доступність того чи іншого виду пального в портах та нормативні обмеження. Дане покоління має опцію конверсії до роботи на LNG (зріджений природний газ), що позначається як "LNG Ready". Це означає, що конструкція двигуна, паливна система, форсунки, елементи керування та охолодження вже підготовлені або готові до переходу після незначних адаптацій під газове паливо. У майбутньому судновласник може або замінити окремі вузли або повністю перейти на двопаливну конфігурацію (dual-fuel), де використовується і дизель, і газ. Переваги LNG:

- Мінімальні викиди сірки
- Викиди NO_x: на 80–90% нижчі
- CO₂ – до 20–25% менше у порівнянні з HFO

MAN B&W 9G95ME-C10.5, відповідає широкому спектру міжнародних технічних і екологічних стандартів, серед яких класифікації ABS (+A1 Container Carrier, AMS, ACCU) та Korean Register (KR), а також відповідність вимогам IMO Tier II та Tier III щодо знижених викидів NO_x у зонах контролю викидів. Для

					КБР.6.135.4211.03.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

дотримання норм щодо викидів сірки (SO_x) двигун оснащений скрабером відкритого циклу та відповідає позначенню EGC- SO_x що суттєво підвищує показник енергоефективності для НММ Nuri ($\text{EEDI} = 7.45$), значення якого значно перевищує нормативні вимоги. Підтримує інтеграцію з системами SCR і масових витратомірів палива, а також оснащений засобами моніторингу крутного моменту, тяги й потужності яка йде на вал. Судно з таким двигуном також має сертифікати IHM, IWS, EEAS-SCR, EEAS-EGC, що забезпечують повну відповідність сучасним вимогам з енергоефективності та екологічної безпеки. [16]

Електронна система керування ME від MAN B&W — це сучасна платформа для двотактних судових двигунів, яка замінює традиційні механічні системи впорскування палива та керування клапанами на електронно-гідравлічні виконавчі механізми. Вона складається з електронних блоків керування, електронних форсунок, клапанів випуску, гідравлічної силової установки та численних датчиків, що забезпечують точне дозування палива та мастила відповідно до режиму роботи двигуна. Система підтримує функції дистанційної діагностики, адаптивного налаштування та інтеграцію з судовими інформаційно-керуючими. [16]

Реверсування

Зміна напрямку обертання двигуна (реверс) реалізується за допомогою електронної системи керування, яка автоматично регулює моменти впорскування палива, відкривання випускних клапанів і подачі пускового повітря. Завдяки точному електронному контролю забезпечується надійний та ефективний перехід двигуна в реверсний режим без механічного втручання. [5]

Станина і головний підшипник

Станина двигуна виготовлена зі зварених поздовжніх і поперечних балок, на яких розміщено литі сталеві опори для головних підшипників. Її монтаж на фундамент судна здійснюється за допомогою довгих гнучких кріпильних болтів, які затягуються спеціальним гідравлічним обладнанням. У задній (кормовій) частині станини вбудований упорний підшипник, що сприймає осьові навантаження від гребного валу. До її нижньої частини приварено сталевий масляний піддон, який призначений для збору відпрацьованого мастила з системи змащення та охолодження.

					КБР.6.135.4211.03.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

Головні підшипники складаються з тонкостінних вкладишів зі сталевій основи, покритої білим металом. Нижню частину підшипника можна демонтувати й встановлювати за допомогою спеціального обладнання, включаючи гідравлічний підйомник для колінчастого валу. Кришка підшипника забезпечує фіксацію вкладишів у робочому положенні. [5]

Рамна коробка та кришка циліндрів

Конструкція кришки циліндрів базується на зварному каркасі. З боку вихлопної системи на рамі кожного циліндра встановлено індивідуальний перепускний клапан. На протилежній стороні, з боку обслуговування, передбачені великогабаритні відкидні люки для зручного доступу до внутрішніх елементів. Напрямні для крейцкопфів жорстко приварені до конструкції, забезпечуючи точність руху поршневого механізму. З'єднання рамної коробки з нижньою частиною двигуна — станиною — здійснюється через систему болтів і шпренгелів, що також зв'язують її з рамою циліндрів. Рамна коробка виконана за схемою трикутного направляючого профілю з подвійними опорними стійками. [5]

Рама

Конструктивно рама циліндра може бути виконана в одному з двох варіантів: традиційна чавунна або зварна модель з вбудованим ресивером для продувного повітря. У корпусі передбачені сервісні люки для очищення повітряного каналу продувки та візуального контролю стану продувних отворів і поршневих кілець з боку доступу до обслуговування.

Разом із гільзою циліндра рама формує замкнутий повітряний простір, який забезпечує ефективну продувку циліндра. Крім того, на рамі розміщуються трубопроводи подачі мастила для охолодження поршнів, а також основні вузли повітряної системи: ресивер продувного повітря, турбокомпресор, повітроохолоджувач і кріплення для галереї.

У нижній частині конструкції розташований сальниковий вузол поршневого штока, який містить ущільнювальні кільця, що запобігають витоку повітря, та маслознімні кільця, які захищають продувочний простір від проникнення мастила з картера. Також у нижній частині передбачено канали для відведення конденсату та мастила із сальника шатунного механізму. [5]

					КБР.6.135.4211.03.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

Гільза циліндра

Циліндрова гільза виготовляється з високоміцного легованого чавуну та кріпиться через нижній фланець, що забезпечує її підвішене розташування. У верхній частині гільзи розміщена охолоджувальна сорочка, яка забезпечує ефективне тепловідведення під час роботи двигуна. Конструкція гільзи передбачає наявність продувних каналів для очищення відпрацьованих газів, а також отворів для подачі мастила до внутрішньої поверхні циліндра. Гільзи обладнані спеціальними посадковими місцями для встановлення температурних датчиків. [5]

Кришка циліндрів

Циліндрова кришка виготовляється з кованої сталі та являє собою монолітну деталь, у якій передбачені канали для циркуляції охолоджувальної води. У її конструкції передбачено центральний отвір під випускний клапан, а також посадкові місця для паливних клапанів, пускового повітряного клапана й контрольного клапана.

Монтаж кришки до рами циліндра здійснюється за допомогою шпильок і гайок, затягування яких виконується спеціальними гідравлічними домкратами для забезпечення рівномірного зусилля та герметичності з'єднання. [5]

Колінчастий вал

Колінчастий вал має напівзбірну конструкцію та виготовляється з високоякісних кованих або литих сталевих заготовок. Зі сторони корми колінчастий вал обладнаний такими елементами: шийкою для упорного підшипника, фланцем для приєднання підвищувального редуктора гідравлічної системи та фланцем для з'єднання з проміжним валом, а також для встановлення поворотного колеса. На передньому кінці вала розміщена муфта гасителя осьових коливань і фланець для кріплення маховика, який при необхідності може використовуватись для відбору потужності. [5]

Упорний підшипник

Зусилля, яке створюється гребним гвинтом під час руху судна, передається через упорну муфту, сегменти, станину та опорні поверхні двигуна до корпусу судна. Основне навантаження сприймається упорним підшипником типу B&W-Michell, який розміщується в кормовій частині силової установки.

					КБР.6.135.4211.03.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

Цей підшипник складається з упорної шийки, що є частиною колінчастого вала, опори підшипника та секторів із облицюванням із білого металу, встановлених на сталевій основі. Упорна частина є частиною колінчастого вала та змащується через загальну систему мастила двигуна, що забезпечує надійність роботи під високими навантаженнями. [5]

Підвищувальний редуктор

У гідравлічній системі з механічним приводом основне мастильне обладнання приводиться в дію безпосередньо від колінчастого вала двигуна через підвищувальний редуктор. Змащення самого редуктора здійснюється за рахунок системи мастила головного двигуна, що гарантує безперервну та надійну його експлуатацію. [5]

Поворотний механізм і поворотне колесо

Поворотне колесо монтується безпосередньо на упорному валу й взаємодіє з шестернею, яка розміщена на кінцевому валу поворотного механізму, закріпленого на станині двигуна. Привід механізму здійснюється електродвигуном, оснащеним вбудованим гальмом для забезпечення точної фіксації положення.

Система захисту включає блокувальний пристрій, який не дозволяє запускати головний двигун у разі активного поворотного механізму, що підвищує безпеку обслуговування. Активація та деактивація приводу здійснюється вручну шляхом механічного з'єднання або роз'єднання шестерні. [5]

Гаситель осьових коливань

На передньому кінці колінчастого вала двигуна встановлюється гаситель осьових вібрацій, призначений для зменшення динамічних навантажень уздовж осі обертання. Демпфер розташовується безпосередньо перед переднім корінним підшипником і складається з поршня та розбірного корпусу. Поршень інтегровано у вигляді додаткової шийки на головній опорній частині колінчастого вала, а сам корпус фіксується на опорі підшипника.

Для контролю технічного стану гасителя передбачена механічна контрольна направляюча, а в розширеній комплектації можливе встановлення електронного датчика для моніторингу вібрацій. [5]

Шатун

					КБР.6.135.4211.03.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

Шатун виготовляється зі сталевोї заготовки методом кування або лиття та оснащується підшипниковими кришками для з'єднання з крейцкопфом і шатунною шийкою колінчастого вала. Кришки цих підшипників кріпляться до основного тіла шатуна за допомогою шпильок і гайок, які затягуються з використанням гідравлічних домкратів для забезпечення точного та надійного з'єднання.

Підшипник крейцкопфа складається з тонкостінних вкладишів зі сталевої основи, покритих шаром підшипникового металу. Кришка цього підшипника має суцільну форму та оснащена косим вирізом, що забезпечує прохід для поршневого штока. Шатунний підшипник також виконаний із тонкостінних вкладишів з аналогічним облицюванням. Змащення обох підшипників здійснюється через вбудовані масляні канали у крейцкопфі та самому шатуні. [5]

Поршень

Поршень складається з двох основних частин — коронки та спідниці. Верхня частина (коронка) виготовлена з жароміцної сталі, що забезпечує стійкість до високих температур і навантажень у зоні згоряння. У верхній частині циліндрової гільзи встановлене очищувальне кільце, яке видаляє залишки нагару та золи з поверхні поршня, підтримуючи чистоту робочої зони.

Конструкція поршня включає чотири канавки під компресійні кільця, поверхня яких має тверде хромоване покриття як зверху, так і знизу. Кількість і тип кілець залежать від модифікації двигуна: завжди використовується верхнє кільце типу КРТ (з регульованим скиданням тиску). Усі поршневі кільця мають зовнішнє алюмінізоване покриття для полегшення обкатки.

Спідниця поршня виготовляється з чавуну та покривається молібденовим шаром, що забезпечує зменшене тертя й підвищену зносостійкість у зоні контакту з гільзою. [5]

Поршневий шток

Поршневий шток виготовляється з міцної кованої сталі, що забезпечує високу механічну стійкість, а його зовнішня поверхня в зоні контакту з сальниковим ущільненням проходить термічне загартування для підвищення зносостійкості. Шток кріпиться до крейцкопфа за допомогою чотирьох болтів.

					КБР.6.135.4211.03.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

У центральній частині поршневого штока розташований наскрізний канал, який у поєднанні зі встановленою всередині трубою для охолоджувальної рідини утворює замкнуту систему циркуляції. Така конструкція забезпечує впуск і відведення охолоджувальної рідини до поршня, сприяючи ефективному тепловідведенню під час роботи двигуна. [5]

Хрестовина

Хрестовина виготовляється з високоякісної кованої сталі та обладнана напрямними башмаками, відлитими зі сталі й облицьованими білим металом у зоні контакту. Робоча поверхня башмаків має знижений коефіцієнт тертя, що забезпечує плавну взаємодію з напрямними та зменшує знос.

Підшипники крейцкопфа мають розширену геометрію, що сприяє рівномірному розподілу навантаження. На самих напрямних башмаках закріплені дві труби — телескопічна для подачі мастила та зворотна для його відведення, що забезпечує ефективну циркуляцію мастильного матеріалу в зоні контакту рухомих елементів. [5]

Допоміжний вентилятор

Двигун обладнаний електричними вентиляторами для подачі відпрацьованого повітря, які інтегровані безпосередньо в конструкцію охолоджувача. Вентилятори з'єднані зі зоною після повітроохолоджувача, звідки вони здійснюють всмоктування повітря.

Для забезпечення безпечного запуску силової установки вентилятори вмикаються поетапно до запуску двигуна, створюючи необхідний тиск у системі продувного повітря. [5]

Блок гідроциліндрів

Для кожного циліндра двигуна передбачено окремий блок гідроциліндрів (НСУ), який монтується на опорній плиті. Основним елементом НСУ є розподільчий блок, до якого приєднано один або кілька акумуляторів гідравлічної рідини. Ці акумулятори забезпечують короткочасну подачу великого об'єму гідравлічного масла, необхідного для високошвидкісного впорскування палива під електронним керуванням. [5]

					КБР.6.135.4211.03.03.ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Паливні та пускові клапани

Циліндрова кришка оснащується паливними клапанами, пусковим повітряним клапаном і контрольним краном. Відкриття паливних клапанів відбувається під дією високого тиску, створюваного гідравлічним підсилювачем, а їх закриття забезпечується зворотною пружиною.

Для забезпечення циркуляції мазуту через паливну систему при зупиненому двигуні передбачена автоматична повітряна заслінка. Вона також запобігає накопиченню палива в камері згоряння у разі застрягання клапанного шпінделя.

Подача пускового повітря до кожного циліндра здійснюється через індивідуальний електромагнітний клапан, який управляється системою електронного контролю двигуна.

Також у систему інтегровано функцію повільного прокручування двигуна перед запуском, що реалізується програмно в базовому модулі керування для безпечного старту. [5]

Випускний клапан

Конструкція випускного клапана включає корпус і шпіндель. Корпус виготовляється з чавуну й оснащується системою водяного охолодження. Нижня частина корпусу виконується зі сталі, також охолоджується водою, і має термічно зміцнене сидло розширеного типу (Wide-seat), що забезпечує широку поверхню прилягання.

Шпіндель клапана стандартно виготовляється за технологією DuraSpindle, а за запитом може використовуватись варіант із німоніту — сплаву з підвищеною жаростійкістю. Для забезпечення точного руху в корпусі передбачена напрямна шпінделя. Встановлення клапана на циліндрову кришку виконується за допомогою шпильок і гайок.

Активація клапана здійснюється гідравлічним шляхом через електронну систему керування (FIVA або ELVA), а закриття відбувається за рахунок дії пневматичної пружини. Завдяки оптимізованій конструкції знижено зусилля, необхідне для його роботи. Під час експлуатації шпіндель обертається повільно під дією потоку вихлопних газів, які обертають встановлене на ньому лопатеве колесо.

					КБР.6.135.4211.03.03.ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ущільнення напрямної шпинделя реалізується за допомогою змащувальної масляної ванни або системи контролюваного рівня масла, розташованої в нижній частині повітряного балона над ущільнювальним кільцем. Це забезпечує як змащення, так і ефективну герметизацію напрямної вузла. [5]

3.2. Системи головного двигуна

Трубопроводи

Двигун постачається в комплекті з повним набором трубопроводів, призначених для функціонування основних і допоміжних систем. Зокрема, передбачені трубопроводи для транспортування мазуту, його підігріву, мастила (включно з маслом для охолодження поршнів і гідравлічною оливою), а також для системи змащування циліндрів.

Крім того, прокладено трубопроводи для циркуляції охолоджувальної води до повітроохолоджувача, водяної оболонки і турбокомпресора, для очищення турбокомпресора, подачі пускового і регульовального повітря, пожежогасіння в зоні продувного повітря, а також численні дренажні лінії.

Більшість труб виготовлені зі сталі, проте для повітряних контурів і трубопроводів системи парового підігріву палива використовується мідь. Усі трубопроводи обладнані спеціальними гніздами для встановлення локальних контрольно-вимірювальних приладів, систем сигналізації, безпеки, а також резервними з'єднаннями для додаткового діагностичного або сигнального обладнання. [5]

Масляна система

Масляна система великого двотактного суднового двигуна MAN B&W виконує низку критично важливих функцій: змазування, охолодження, гідравлічне керування та ущільнення. Вона забезпечує надійну роботу двигуна в жорстких експлуатаційних умовах, запобігає передчасному зносу деталей та сприяє ефективному тепловідведенню. Системне масло виконує кілька основних ролей:

- Циркуляційна функція: змащення головних, шатунних і упорних підшипників, охолодження поршнів і турбокомпресора, обслуговування осьового вібраційного демпфера.

- Гідравлічна функція: живлення гідравлічних приводів клапанів, HPS/HCU систем, компенсаторів моменту, демпферів крутильних коливань.
- Керувальна функція: передача масла як контрольного середовища до керуючих клапанів.
- Ущільнювальна функція: в умовах роботи з двопаливними двигунами масло ізолює вибухонебезпечні суміші.

Можлива конфігурація системи подачі масла з зануреним відцентровим насосом та кофердамом під маслобаком в якій масло подається через фільтр повного потоку, охолоджувач та розподільну арматуру до змащуваних точок. Повторне надходження масла відбувається у маслобак із подальшою рециркуляцією. Максимальна допустима швидкість у трубопроводах — 1.8 м/с. Система доповнюється зливними лініями, дегазаційними клапанами, пробовідбірниками для зворотного промивання, термостатичними клапанами тощо. [5]

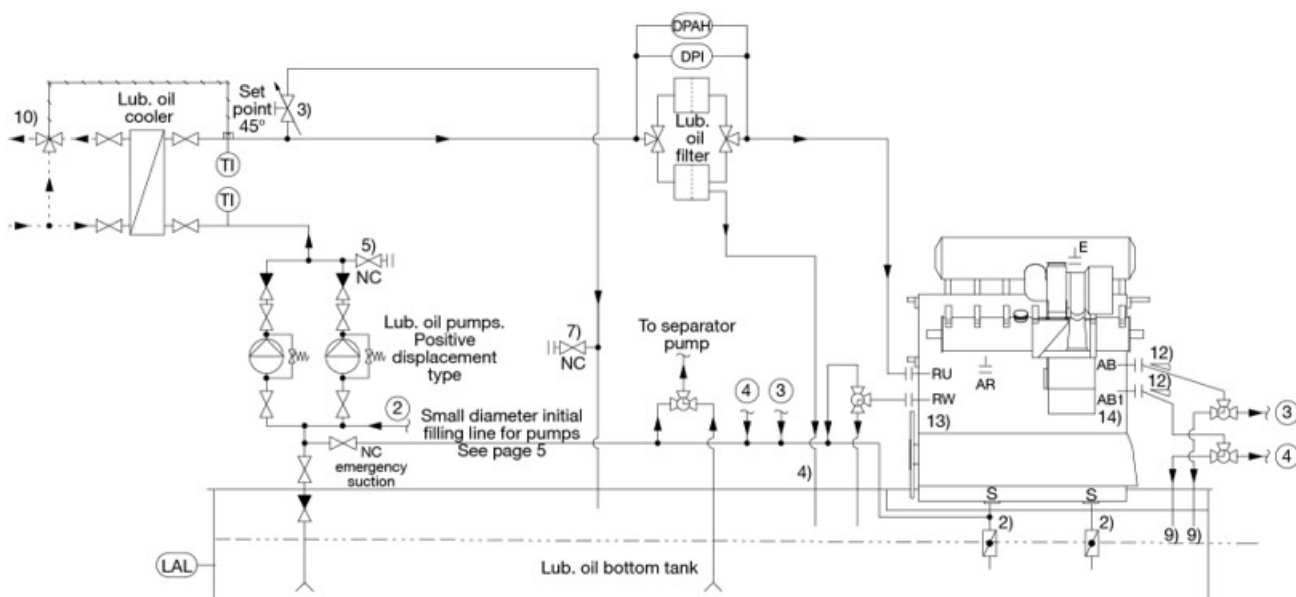


Рис.3.1 – Схема масляної системи двигуна 9G95ME-C10.5

Змащення циліндрів

Циліндрове змащення виконується через окрему систему та є критичним для захисту гільз, поршневих кілець і зменшення зносу. Подавання здійснюється за допомогою індивідуальних мастильних отворів, які змащують контактні поверхні у фазі підйому поршня. Для цього застосовуються спеціалізовані циліндрові масла з високим лужним числом (BN), яке вибирається відповідно до типу пального(для

HFO BN 70–140, для низьковмісного сірки пального — BN 40). Автоматизована система подачі оливи має назву АСОМ яка подає змішану оливу із двох резервуарів для досягнення цільового BN, вона використовується в Tier III і dual-fuel двигунах.

Циліндрова система змащування MAN B&W Alpha з електронним керуванням використовується в дизельних двигунах серії ME і працює під повним контролем електронної системи керування двигуном.

Порівняно з традиційними механічними системами змащування, система Alpha має низку істотних переваг: вона забезпечує точніше та своєчасніше впорскування оливи, дозволяє гнучко регулювати об'єм подачі, підтримує стабільний тиск упорскування, сприяє рівномірному розподілу мастила по внутрішній поверхні гільзи та має функцію попереднього змащування циліндрів перед запуском двигуна, що покращує зносостійкість і надійність роботи. [5]

Система зливу масла з ущільнень поршневого штока

Для виключення потрапляння забрудненого масла до системного баку, використовується окрема система збору зливного масла з подачею 10–15 л/циліндр. Утилізоване масло йде до спеціального баку для змішаних олив або інсертатор . [5]

Системи охолодження двигуна

Ефективна система охолодження є обов'язковою умовою надійної та довготривалої роботи суднового двотактного двигуна MAN B&W. Охолодження здійснюється по двох основних контурах: низькотемпературному та високотемпературному, кожен з яких виконує специфічні функції й має окрему конструкцію трубопроводів. [5]

Система низькотемпературного охолодження

Низькотемпературна система забезпечує охолодження масляного охолоджувача, сорочки циліндра (jacket water cooler), та охолоджувача наддувального повітря (scavenge air cooler).

Існує кілька конфігурацій низькотемпературних систем:

- Центральна система охолодження (central cooling system): базове виконання для більшості двигунів MAN B&W з охолоджуючою водою у замкнутому контурі.

					КБР.6.135.4211.03.03.ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Охолодження морською водою (seawater cooling): найпростіша конфігурація, доступна як опція використовується забортна вода в якості охолоджувача.

- Комбінована система: охолодження наддувального повітря — морською водою, а сорочки циліндрів і масла — прісною.

Хімічний захист від корозії забезпечується додаванням до системи інгібіторів на основі нітрит-борату.

Можлива модифікація EGR (рециркуляція вихлопних газів) для якої передбачено окрему версію центральної системи охолодження з використанням прісної води. [5]

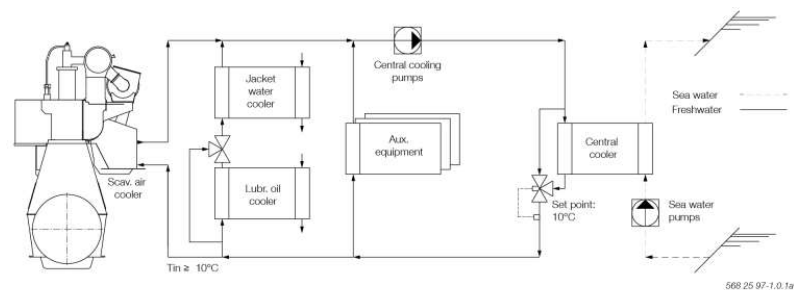


Fig. 11.01.01a: Principle diagram of central cooling water system

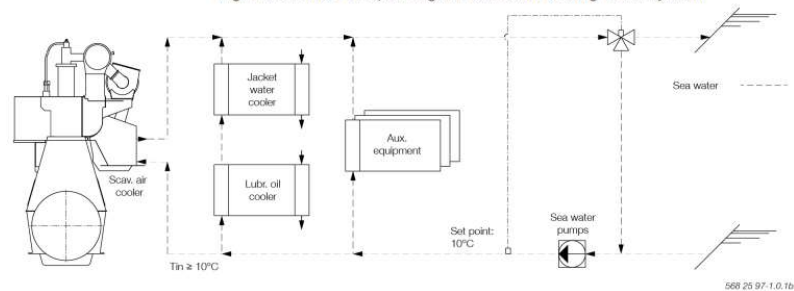


Fig. 11.01.01b: Principle diagram of seawater cooling system

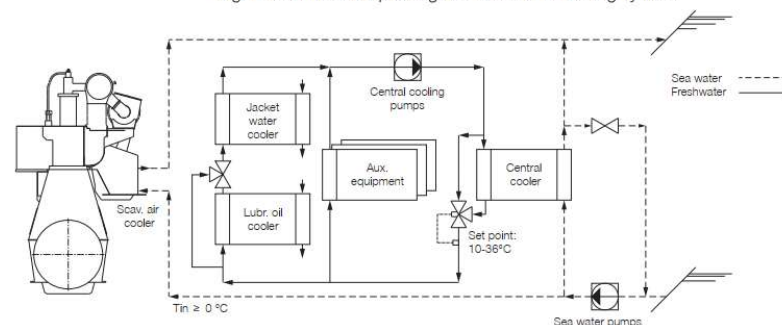


Рис.3.2 – Системи водяного охолодження двигуна 9G95ME-C10.5

Система високотемпературного охолодження

Високотемпературна система, також відома як сорочкова система охолодження (Jacket Cooling Water — JCW), виконує охолодження гільз, головок

та сорочок циліндрів та підігрів паливопроводів зливу пального. За допомогою цієї системи під час стоянки в портах двигун підтримується у підігрітому стані.

У системі високотемпературного охолодження важливо уникати накопичення повітря, яке може спричинити кавітацію або зменшення ефективності тепловідведення. Для цього встановлюється деаераційна ємність, куди надходить гаряча вода перед повторною подачею до насоса. Повітря автоматично відводиться через вентиляційні клапани або сигнальні пристрої. Хімічні параметри охолоджувальної води для уникнення корозії: рН у межах 8,3–9,0; загальна жорсткість < 4 °dH; нітритна концентрація: залежить від типу інгібітору, підтримується на рівні, рекомендованому виробником. [5]

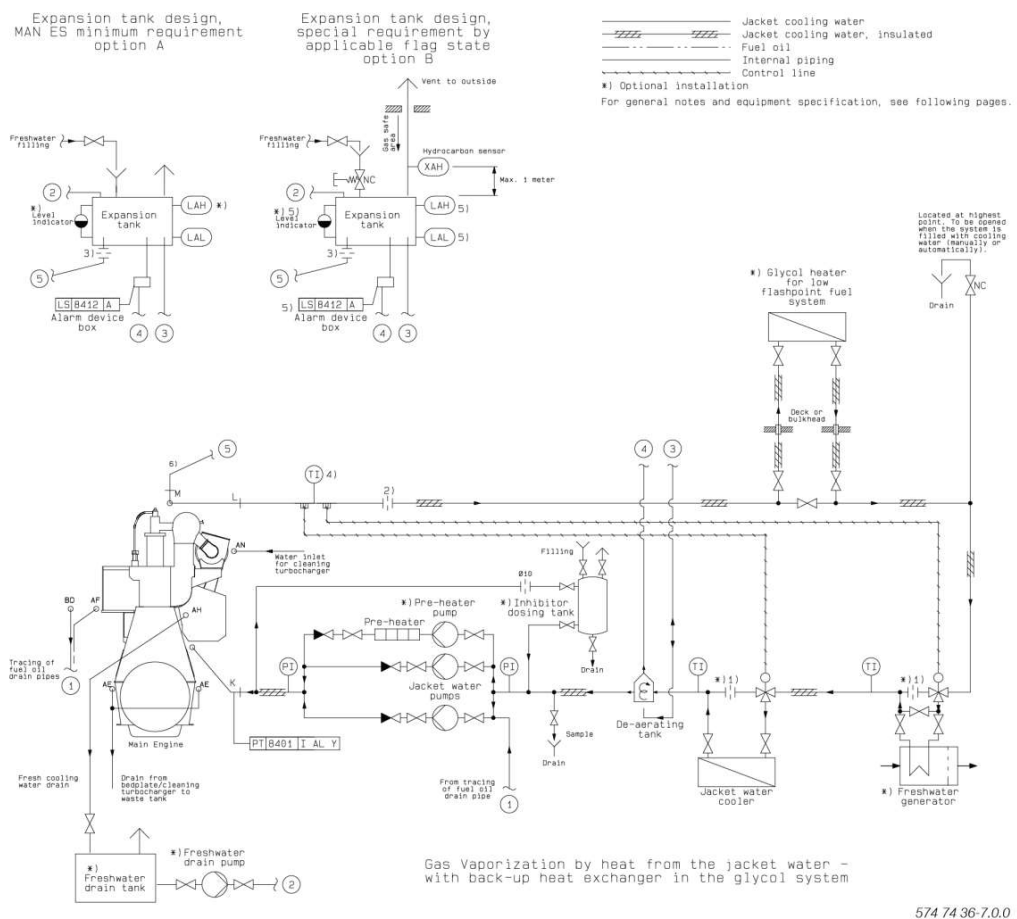


Рис.3.3 – Система високотемпературного охолодження двигуна 9G95ME-C10.5

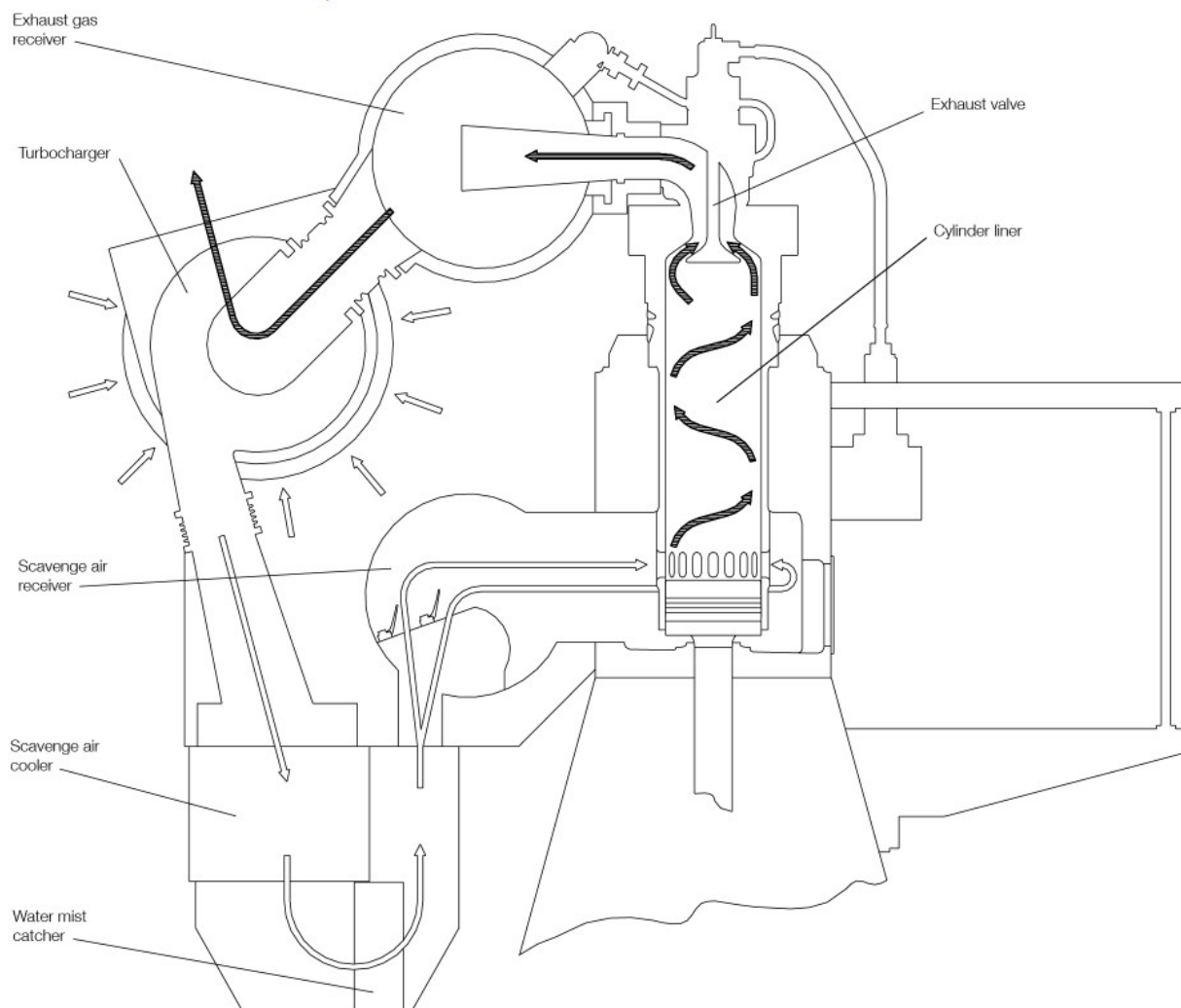
Система наддувочного повітря двигуна

Система подачі наддувочного повітря (scavenge air system) є критично важливою частиною конструкції суднового двотактного двигуна MAN B&W. Вона

					КБР.6.135.4211.03.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

забезпечує безперервне постачання свіжого повітря до циліндрів після видалення відпрацьованих газів і тим самим сприяє ефективному процесу згоряння.

Наддувочне повітря надходить до двигуна за допомогою двох турбокомпресорів, розташованих на вихлопному боці. Компресорна частина заборує повітря з машинного відділення через повітряний фільтр, далі стиснене повітря подається до охолоджувача наддувочного повітря (по одному на кожен турбокомпресор). Після охолодження повітря проходить через водяний сепаратор (mist catcher), який запобігає потраплянню вологи в ресивер наддувочного повітря та камеру згоряння. Система є інтегрованою частиною головного двигуна. [5]



178 25 18-8.1.0

Рис.3.4 – Система наддуву двигуна 9G95ME-C10

					КБР.6.135.4211.03.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

Турбокомпресор

Турбокомпресори серії MAN TCA (TurboCharger Axial) є одними з найефективніших рішень для двигунів великої потужності, зокрема для двигунів типу MAN ME. Їхня конструкція заснована на аксіальному принципі стиснення, при якому повітря рухається паралельно осі ротора компресора. Такий підхід дозволяє досягати високої продуктивності при компактних габаритах і забезпечує наддувочний тиск до 3.5–4 бар.

Компресорна секція MAN TCA оснащена аксіальним колесом з оптимізованим профілем лопаток, що забезпечує стабільний повітряний потік у широкому діапазоні навантажень. Турбінна частина розрахована на роботу з вихлопними газами високої температури (до 600 °C), а ротор турбокомпресора обертається зі швидкістю до 25 000 об/хв. Ефективність агрегату перевищує 70 % у номінальному режимі.

Особливістю MAN TCA є здатність інтегруватися із системами EGR (рециркуляції відпрацьованих газів) та функціонувати у складних умовах, зберігаючи довговічність завдяки застосуванню високотемпературних матеріалів. Додаткові переваги включають легке обслуговування, стійкість до ерозії й відмінну адаптацію до роботи з різними типами пального. У суднових силових установках ці турбокомпресори забезпечують надійний наддув, необхідний для економічної та екологічно стабільної роботи дизельного двигуна.

Повітряний фільтр запобігає потраплянню пилу, масляного туману та частинок у компресор.

Охолоджувач наддувального повітря (Scavenge Air Cooler) знижує температуру стисненого повітря перед подачею в ресивер та забезпечує вищу густину повітря і, відповідно, більшу масу кисню для згоряння. Сепаратор вологи (Mist Catcher) вилучає конденсат, що утворюється після охолодження стисненого повітря і захищає циліндри від водяного удару й корозії.

Контроль і діагностика системи наддувального повітря здійснюється через автоматизовану систему моніторингу. [5]

					КБР.6.135.4211.03.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

Паливна система двигуна

Паливна система суднових двотактних двигунів MAN B&W серії ME розроблена з урахуванням роботи як на дизельному паливі (MDO), так і на важкому паливі (HFO). Її конструкція забезпечує постійний тиск, належне підігрівання, очищення й деаерацію пального перед подачею до кожного циліндра двигуна.

Паливо з сервісного танка надходить до електричного подаючого насоса, який створює тиск приблизно 4 бар у низькотисковому контурі. Це запобігає утворенню газових бульбашок у деаераційній коробці. Звідти паливо надходить до електричного циркуляційного насоса, проходить через підігрівач, і потрапляє до повнопотокового фільтру, після чого подається безпосередньо до двигуна, а надлишок пального повертається через деаераційну коробку до контуру, що забезпечує його постійний прогрів і дегазацію навіть під час зупинки двигуна. [5]

Уприскування пального

Впорскування пального в циліндри здійснюється за допомогою електронно-керованого підвищувача тиску, що входить до складу гідравлічного циліндрового модуля (HCU). Один HCU встановлюється на кожен циліндр і також містить привід випускного клапана. Час відкриття клапана та впорскування розраховується модулем керування циліндром, що є частиною системи ECS .

Для підтримання постійного тиску: в систему встановлено перепускний клапан (spring-loaded overflow valve); на рівні паливного насоса тиск становить 7–8 бар, що відповідає тиску циркуляційного насоса у 10 бар.

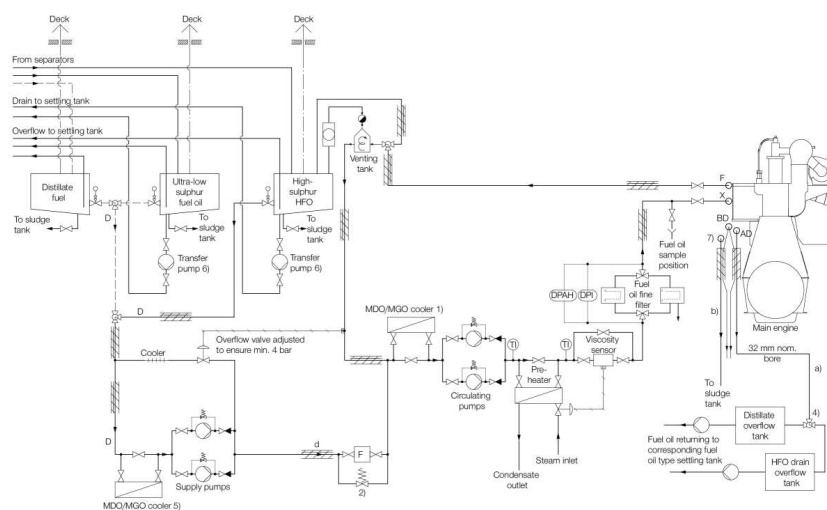


Рис.3.5 – Паливна система двигуна 9G95ME-C10

					КБР.6.135.4211.03.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

Після зупинки двигуна система продовжує циркулювати попередньо підігріте важке паливо. Це дозволяє уникати охолодження насосів та підтримувати паливні клапани в дегазованому стані. З інших плюсів є забезпечення готовності до запуску без необхідності повторного прогріву.

Згідно рекомендацій виробника двигун має постійно працювати на HFO, а перехід на дизельне паливо виконується лише у виняткових випадках таких як тривала зупинка (більше 5 днів) або ремонт системи. [5]

Система відведення відпрацьованих газів

Відпрацьовані гази після згоряння в циліндрах прямують до випускного ресивера (exhaust gas receiver). Його завдання — вирівнювати імпульсні коливання тиску, які виникають унаслідок поетапного відкриття випускних клапанів кожного циліндра. Після ресивера гази спрямовуються до турбокомпресора під стабілізованим тиском.

Для зменшення вібрацій та теплових розширень між компонентами використовуються компенсатори, які встановлюються між випускними клапанами та ресивером, а також ресивером і турбокомпресором.

Перед турбокомпресором розташована захисна решітка, яка запобігає потраплянню великих частинок у турбіну. Також передбачено датчик швидкості обертання турбіни з дистанційною індикацією.

Всі елементи випускної системи — ресивери, патрубки, трубопроводи — мають термоізоляцію, що зменшує теплові втрати та захищає обслуговуючий персонал від травм та опіків.

Для забезпечення надійної роботи двигуна та турбокомпресора система відпрацьованих газів оснащується засобами контролю ключових параметрів таких як: температура газів після кожного циліндра, температура на вході в турбіну, тиск у ресивері вихлопних газів, різниця тисків до і після турбіни, ртн решітки перед турбіною. Дані параметри відображаються на головному пульті управління та архівуються для аналізу технічного стану двигуна. [5]

Система керування двигуном

Система керування двигуном (Engine Control System, ECS) суднових двигунів MAN B&W ME-серії є високотехнологічним програмно-апаратним комплексом,

					КБР.6.135.4211.03.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

що забезпечує повністю електронне керування всіма основними процесами: впорскуванням пального, відкриттям/закриттям випускних клапанів, режимами роботи та моніторингом стану двигуна.

ECS побудована на базі апаратної платформи Triton, що дозволяє гнучко налаштовувати функціональні модулі під конкретну конфігурацію двигуна. Архітектура системи має високий рівень резервування, що виключає зупинку двигуна у випадку одиничного збою будь-якого модуля. При заміні несправного блоку ECS автоматично повертається до нормальної роботи без перезавантаження. ECS взаємодіє з наступними підсистемами:

- механічно-гідравлічними приводами (впорскування, клапани);
- пневматичними системами (старт, контроль);
- панелями керування (локальні та дистанційні);
- мостовою системою управління (Bridge Control System). [5]

Основна панель управління

Містить два резервні екрани, які дозволяють задавати команди двигуну та вибирати режими роботи (Auto, Manual, Emergency). Локальні модулі керування встановлюються безпосередньо на двигуні та дозволяють ручне управління окремими функціями (впорскування, запуск, зупинка). Керуючі блоки (Control Units) відповідають за управління клапанами.

Усі блоки керування з'єднані через багатоканальну комунікаційну мережу, що дозволяє обмін даними в реальному часі. [5]

					КБР.6.135.4211.03.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

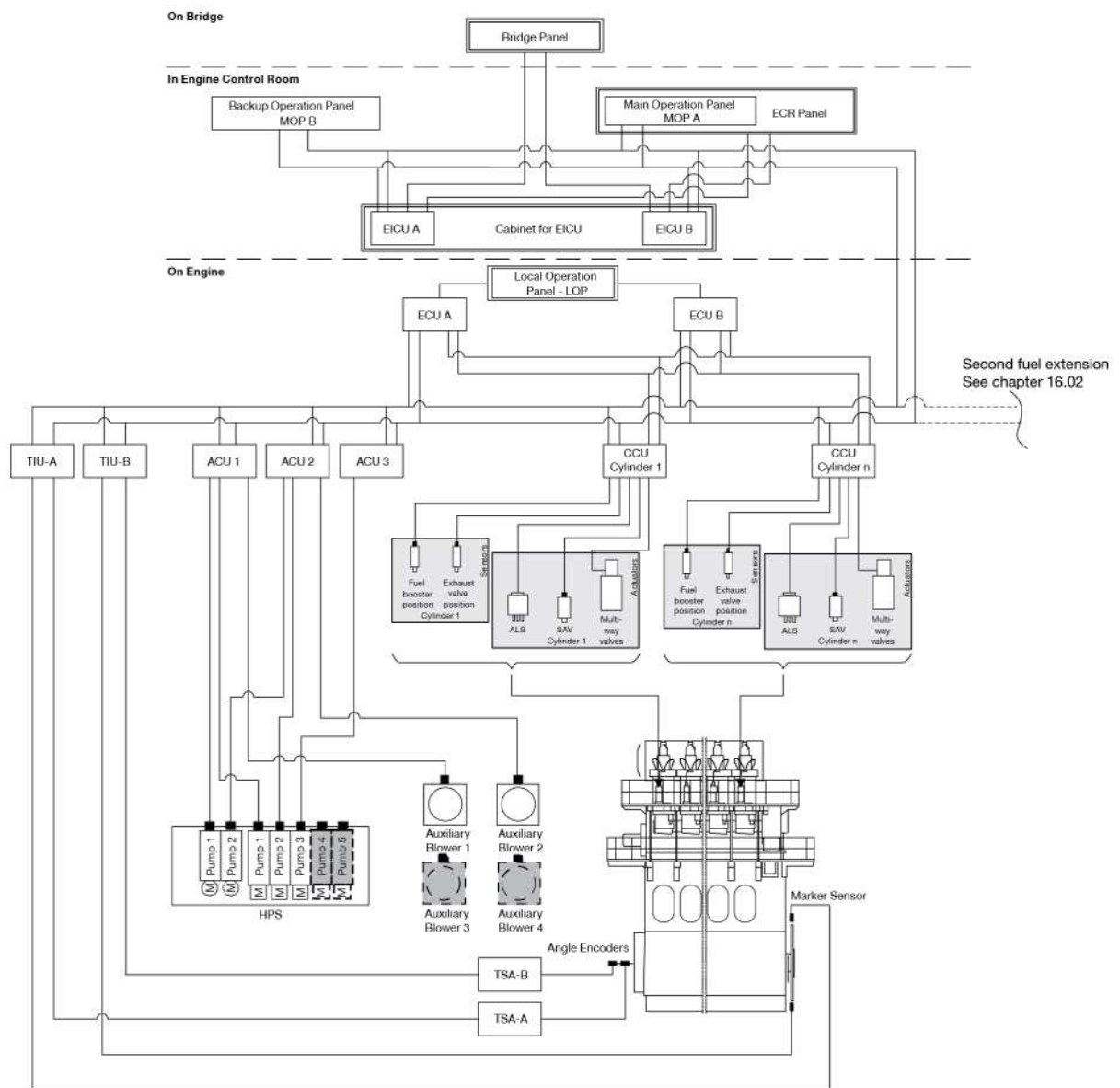


Рис.3.6 – Схема системи керування двигуном 9G95ME-C10

3.3. Розрахунок робочого циклу двигуна

Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Обґрунтування даних для розрахунку та саму методика розрахунку подано згідно з [13], тож в першу чергу приймаємо температуру навколишнього середовища в машинному відділенні на рівні $T_0 = 318 \text{ K}$ (що відповідає 45°C).

Атмосферний тиск (p_0). У всіх випадках використовується стандартне значення атмосферного тиску — $p_0 = 0,1013 \text{ МПа}$.

Ступінь стиску (ϵ). При виборі значення цього параметра враховуються геометричні характеристики циліндра і спосіб утворення паливної суміші. Для суднових дизелів з нероздільною камерою згоряння характерні значення ϵ в межах 11–15. Приймаємо $\epsilon = 15$.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КБР.6.135.4211.03.03.ПЗ

Аркуш

49

Коефіцієнт надлишку повітря (α). Значення α визначається конструкцією двигуна та впливає на ефективність спалювання палива. Зі збільшенням α зменшується питома витрата палива, однак також знижується середній ефективний тиск і потужність двигуна. Остаточний вибір α здійснюється експериментальним шляхом з урахуванням досягнення бажаної потужності та економічності. У нашому випадку прийнято $\alpha = 2,828$.

Адіабатний показник повітря (k_b) — приймаємо $k_b = 1,4$.

Механічний ККД турбіни ($\eta_{t.m}$) — становить 0,93.

Адіабатний ККД турбіни ($\eta_{t.ad}$) — прийнято рівним 0,81.

Коефіцієнт залишкових газів (γ_r) залежить від типу двигуна, а також особливостей подачі повітря й процесу газообміну. Для суднових двигунів характерне значення γ_r у межах 0,02–0,08. Приймаємо $\gamma_r = 0,02$.

Коефіцієнти корисного використання теплоти в точках z (ξ_z) і b (ξ_b). Ці параметри значно залежать від ефективності теплового процесу й рівня технологічної досконалості двигуна. Орієнтуючись на аналіз теплових балансів аналогічних установок, приймаємо $\xi_z = 0,94$ та $\xi_b = 0,98$.

Ступінь зростання тиску при згорянні (λ). Для суднових двигунів цей показник коливається в межах 1,05–1,35. В даному випадку $\lambda = 1,2$.

Нагрівання заряду від стінок циліндра (ΔT_a). Для двигунів із наддувом характерний діапазон 5–45 К. Прийняте значення — $\Delta T_a = 10$ К.

Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми (ζ) вибирається з урахуванням особливостей конструкції двигуна та системи газообміну. Приймається $\zeta = 0,99$.

Втрати тиску в повітроохолоджувачі (ΔP_{ox}). Оскільки повітроохолоджувач створює аеродинамічний опір, це призводить до зниження тиску в повітряному тракті. Приймається $\Delta P_{ox} = 0,005$ МПа.

Температура залишкових газів (T_r) до ТК для двигунів подібного типу зазвичай становить 600–900 К. Враховуючи це, приймаємо $T_r = 700$ К.

Розрахунок проводиться для роботи на MDO адже це ідеальний тип палива вказаний виробником у мануалі [5], в реальних умовах працює на HFO з відповідно збільшеною питомою витратою пального.

Хімічний склад ДП на 1 кг суміші:

- Вуглець (C) – 0,87 кг
- Водень (H) – 0,126 кг
- Сірка (S) – 0 кг
- Кисень (O) – 0,004 кг

Нижча теплота згоряння ($Q_{нд}$) для MDO приймається 42700 кДж/кг.[5]

Коефіцієнт тактності (Z) — це співвідношення робочих тактів поршня до обертів колінчастого вала. Для двотактного двигуна $Z = 1$.

Розрахунок процесів

Вхідні дані розрахунку:

Ефективна потужність N_e , кВт	61830
Частота обертання n , хв ⁻¹	81
Тиск навколишнього середовища P_0 , МПа	0,1013
Температура навколишнього середовища T_0 , К	318
Тиск повітря за компресором P_k , МПа	0,422
Коефіцієнт продувки ϕ_a	1,05
Коефіцієнт залишкових газів γ_r	0,02
Коефіцієнт використання теплоти у точці z ξ_z	0,94
Коефіцієнт використання теплоти у точці b ξ_b	0,98
Ступінь стиснення ε	15
Ступінь підвищення тиску при згорянні λ	1,12
Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a , К	10
Частка ходу поршня, що втрачена на газообмін ϕ_n	0,08
Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ	0,99
Механічний ККД двигуна η_m	0,94
Адіабатний ККД компресора турбокомпресора $\eta_{k.ad}$	0,9
Втрата тиску в охолоджувачі повітря $\Delta P_{ох}$, МПа	0,005
ККД системи охолодження повітря η_o	0,98
Температура залишкових газів T_r , К	700
Масовий склад палива, кг/кг:	

Вуглецю, C	0,87
Водню, H	0,126
Сірки, S	0
Кисню, O	0,004
Нижча теплота згоряння палива Q_H , кДж/кг	42700
Кількість циліндрів i	9
Діаметр циліндра D_c , м	0,95
Хід поршня S_c , м	3,46
Коефіцієнт тактності z	1
Кофіцієнт надлишку повітря при згорянні α	2,828
Показник адіабати для повітря k_v	1,4
Механічний ККД турбокомпресора $\eta_{t.m}$	0,93
Адіабатний ККД турбіни турбокомпресора $\eta_{t.ad}$	0,8
Коефіцієнт втрат тиску на впуску ξ_a	0,97
Відношення тиску перед турбіною к тиску за компресором ψ_t	0,85

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К:

$$T_k = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\left(\left(\frac{P_k}{P_0} \right) - 1 \right)}{\eta_{k.ad}} \right) = 318 \cdot \left(1 + \frac{\left(\left(\frac{0,422}{0,1013} \right) - 1 \right)}{0,9} \right) = 494,064$$

Температура повітря в ресивері, К:

$$T_s = T_k - \eta_0 \cdot (T_k - T_0) = 494,064 - 0,98 \cdot (494,064 - 318) = 321,56$$

Температура повітря в кінці наповнення, К:

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{321,56 + 10 + 0,02 \cdot 700}{1 + 0,02} = 338,786$$

Тиск повітря в ресивері двигуна, МПа:

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,422 - 0,005 = 0,417$$

Тиск в кінці наповнення, МПа:

$$P_a = \xi_a \cdot P_s = 0,97 \cdot 0,417 = 0,404$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\eta_0 = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) =$$
$$= \frac{15}{15 - 1} \cdot \frac{0,404}{0,417} \cdot \frac{321,56}{338,786} \cdot \frac{1}{1 + 0,02} \cdot (1 - 0,08) = 0,89$$

Розрахунок процесу стиснення

Регресійне рівняння, призначене для визначення середньої ізохорної мольної питомої теплоємності повітря, кДж/(кмоль·К):

$$c'_v = 19,26 + 0,0025 \cdot T$$

Регресійне рівняння, яке використовується для обчислення середньої ізохорної мольної питомої теплоємності відпрацьованих газів, кДж/(кмоль·К):

$$c''_v = 20,47 + 0,0036 \cdot T$$

Обчислення коефіцієнтів регресійного рівняння, що описує теплоємність газової суміші в циліндрі наприкінці процесу стиснення, здійснюється за відповідною формулою:

$$c''_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot c''_v + (\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = a_{vc} + b_c \cdot T$$
$$a_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot 20,47 + (\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r) \cdot 19,26}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} =$$
$$= \frac{0,02 \cdot 20,47 + (2,87 \cdot (1 + 0,02) - 0,02) \cdot 19,26}{2,87 \cdot (1 + 0,02)} = 19,268$$
$$b_c = \frac{\gamma_r \cdot 0,0036 + (\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r) \cdot 0,0025}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} =$$
$$= \frac{0,02 \cdot 0,0036 + (2,87 \cdot (1 + 0,02) - 0,02) \cdot 0,0025}{2,87 \cdot (1 + 0,02)} = 0,002508$$

Значення показника політропи стиснення визначається ітераційним методом, підбираючи його в межах $n_1 = 1,34 \dots 1,42$, доки не буде досягнуто рівності між лівою та правою частинами відповідного рівняння.

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

Тотожність частин рівняння досягається при:

$$n_1 = 1,363$$

Тиск в кінці стиснення, МПа:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 0,404 \cdot 15^{1,363} = 15,236$$

					КБР.6.135.4211.03.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

Температура в кінці стиснення, К:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1} = 338,786 \cdot 15^{1,363-1} = 850,738$$

Розрахунок процесу згоряння

Кількість повітря, що надійшло до циліндру, кмоль/кг:

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,828}{0,21} \cdot \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,399$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} = 1 + \frac{8 \cdot 0,126 + 0,004}{32 \cdot 1,399} = 1,023$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,023 + 0,02}{1 + 0,02} = 1,022$$

Частка палива, що згоріла до точки z:

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

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z:

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z = 1 + \left(\frac{1,023 - 1}{1 + 0,02} \right) \cdot 0,959 = 1,021$$

Питома ізохорна середня теплоємність в точці z, кДж/(кмоль·К):

$$c''_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = a_{vz} + b_z \cdot T$$

$$\text{де } \Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) = \left(\frac{0,126}{4} + \frac{0,004}{32} \right) = 0,032$$

$$L_0 = 0,495 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}}$$

$$m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} = 1 + \frac{0,0316}{0,495} = 1,064$$

$$a_{vz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot 20,47 + (\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)) \cdot 19,26}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} =$$
$$= \frac{(1,064 \cdot 0,959 + 0,02) \cdot 20,47 + (2,828 \cdot (1 + 0,02) - (0,959 + 0,02)) \cdot 19,26}{1,023 \cdot (1 + 0,02) + (1,064 - 1) \cdot 0,959} = 19,69$$

$$b_z = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot 0,0036 + (\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)) \cdot 0,0025}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} =$$

$$= \frac{(1,064 \cdot 0,959 + 0,02) \cdot 0,0036 + (2,828 \cdot (1 + 0,02) - (0,959 + 0,02)) \cdot 0,0025}{2,828 \cdot (1 + 0,02) + (1,064 - 1) \cdot 0,959}$$

$$= 0,00289$$

Розрахунок коефіцієнтів регресійного рівняння для визначення теплоємності робочого тіла в точці b , кДж/(кмоль·К):

$$c''_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot c''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} = a_{vb} + b_b \cdot T$$

$$a_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot 20,47 + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot 19,26}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} =$$

$$= \frac{(1,064 + 0,02) \cdot c''_v + (2,828 - 1) \cdot (1 + 0,02) \cdot c'_v}{2,828 \cdot (1 + 0,02) + (1,064 - 1)} = 19,704$$

$$b_b = \frac{(m + \gamma_r) \cdot 20,47 + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot 19,26}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} =$$

$$= \frac{(1,064 + 0,02) \cdot 0,0036 + (2,828 - 1) \cdot (1 + 0,02) \cdot 0,0025}{2,828 \cdot (1 + 0,02) + (1,064 - 1)} = 0,0029$$

Визначення температури в точці z виконується за формулою:

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

З метою спрощення обчислень температура T_z визначається методом послідовних ітерацій шляхом розв'язання відповідного рівняння:

$$T_z = \frac{C}{A \cdot T_z + B'}$$

Де

$$C = \frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0} + (c'_{vb} + 8,314 \cdot \lambda + \gamma_r \cdot (c''_{vb} + 8,314 \cdot \lambda)) \cdot T_c$$

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

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

Тотожність частин рівняння досягається при:

$$T_z = 1640 \text{ K}$$

Максимальний тиск в циліндрі, МПа:

$$P_z = \alpha \cdot P_c = 1,2 \cdot 15,24 = 18,283$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{\beta_z \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,021 \cdot 1640}{1,2 \cdot 850,74} = 1,64$$

Ступінь подальшого розширення:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1,64} = 9,144$$

Показник політропи розширення та температура робочого тіла в точці b визначаються шляхом послідовного спільного розв'язання відповідної системи рівнянь методом ітераційного наближення:

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

$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2-1}}$$

Тотожність частин цих рівнянь досягається при:

$$n_2 = 1,29$$

$$T_b = 857$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{18,28}{9,144^{1,293}} = 1,045$$

Розрахунок індикаторних показників циклу:

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа:

$$\begin{aligned} P_{i.t.} &= \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left(\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\rho \cdot \lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right) = \\ &= \frac{15,236}{15 - 1} \cdot \left(1,2 \cdot (1,64 - 1) + \frac{1,2 \cdot 1,64}{1,29 - 1} \left(1 - \frac{1}{9,144^{1,293-1}} \right) - \frac{1}{1,34 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{15^{1,34-1}} \right) \right) \\ &= 2,399 \end{aligned}$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа:

$$P_i = P_{i.t.} \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) = 2,399 \cdot 0,99 \cdot (1 - 0,08) = 2,185$$

Питома індикаторна витрата палива, кг/(кВт·год):

$$g_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} = 433 \cdot \frac{0,417 \cdot 0,89}{2,828 \cdot 0,495 \cdot 321,561 \cdot 2,185} = 0,163$$

					КБР.6.135.4211.03.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \cdot Q_H} = \frac{3600}{0,163 \cdot 42700} = 0,52$$

Визначення ефективних показників:

Середній ефективний тиск, МПа:

$$P_e = P_i \cdot \eta_m = 2,185 \cdot 0,94 = 2,07$$

Ефективний ККД:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,52 \cdot 0,94 = 0,485$$

Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·год):

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

Ефективна потужність двигуна, кВт:

$$N'_e = 13,1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i = 13,1 \cdot 0,95^2 \cdot 3,468 \cdot 2,05 \cdot 80 \cdot 9 = 61762$$

Похибка визначення ефективної потужності:

$$\Delta N = \frac{N'_e - N_e}{N'_e} \cdot 100\% = \frac{61762 - 61830}{61762} \cdot 100\% = -0,11\%$$

$$\Delta N < 0,5\%$$

3.4. Побудова індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за такими формулами:

- Для процесу стиснення: $p_{ст} = \frac{p_c}{(V/V_c)^{n_1}}$
- Для процесу розширення: $p_{роз} = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}}$

де $V/V_c = \epsilon_x$. Внесемо й інші необхідні дані для проведення розрахунків індикаторних в табл 3.1.

Таблиця 3.1 – Дані для розрахунку індикаторної діаграми ДВЗ 9G95ME-C10.5

Показник політропи стиснення n_1	1,363
Показник політропи розширення n_2	1,284
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	16,221
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	19,465
Ступінь попереднього розширення ρ	1,586
Ступінь стиснення ϵ	15

					КБР.6.135.4211.03.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

Результати розрахунку и наведені в табл. 3.2., сама діаграма подана на рис.3.6.

Таблиця 3.2 – Результати розрахунку точок індикаторної діаграми

Ступень стиснення ε	Тиск стиснення $p_{ст}$	Тиск розширення $p_{роз}$
1	14,426	16,157
1,682	7,097	16,157
2,364	4,461	10,45267
3,046	3,157	7,531657
3,728	2,396	5,800093
4,41	1,906	4,667606
5,092	1,566	3,875668
5,774	1,31	3,294305
6,456	1,133	2,851481
7,138	0,988	2,504257
7,82	0,872	2,225548
8,502	0,778	1,99748
9,184	0,7	1,807811
9,866	0,635	1,647892
10,548	0,580	1,511452
11,23	0,532	1,393838
11,912	0,491	1,291532
12,594	0,455	1,201826
13,276	0,423	1,122606
13,958	0,39	1,052197
14,64	0,37	0,989256
15	0,358	0,958666

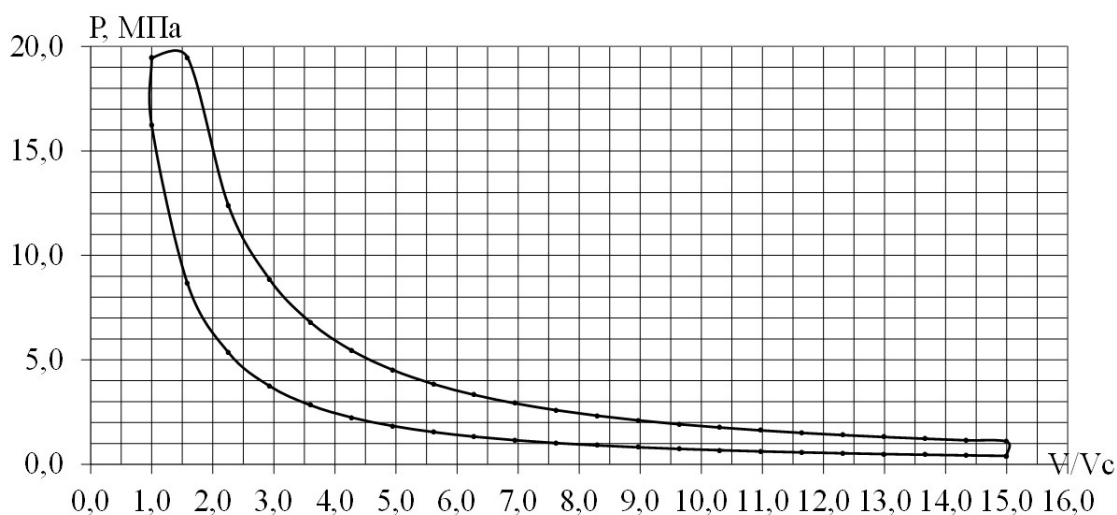


Рис. 3.7 – Індикаторна діаграма робочого циклу двигуна MAN B&W 9G95ME-C10.5

Висновки до третього розділу

1. В результаті аналізу будови конструкції та складу систем малообертових суднових дизельних двигунів отримано знання, які дозволяють глибше розуміти процеси, що в них відбуваються, та забезпечують їх ефективну і надійну роботу з великим ресурсом. Це є важливим як для замовників проектів, так і для екіпажу судна.

2. Результатами розрахунків протікання процесів в циліндрі двигуна є такі показники:

- індикаторний ККД = 0,520 при питомій витраті 0,163 кг/кВт·год;
- ефективний ККД = 0,485 при питомій витраті 0,173 кг/кВт·год.

					КБР.6.135.4211.03.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

					КБР.6.135.4211.03.04.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
					Розрахунок характеристик суднового допоміжного котла Kangrim MA-TYPE	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент		Дратман С.С.						
							60	15
Керівник		Кузнецова С.А.				НУК		

РОЗДІЛ 4 Розрахунок характеристик суднового допоміжного котла

Kangrim MA-TYPE

4.1. Загальний устрій котла

На борту контейнеровоза встановлено паровий котел типу MA-TYPE, виготовлений компанією Kangrim яка виробляє дані котли за ліцензією концерну Alfa Laval до якого входить і фірма Aalborg Industries. Даний вертикальний водотрубний котел циліндричної форми є вдосконаленою модифікацією котлів Aalborg AQ-12, що випускалися до кінця 1990-х років. Лінійка котлів MA-TYPE охоплює паропродуктивність у межах від 0,6 до 6,3 тон на годину при тиску насиченої пари до 1,0 МПа. На контейнеровозі встановлено варіацію з паропродуктивністю 5 т/год . Коефіцієнт корисної дії становить 83%, температура живильної води — 70 °С, теплота згоряння палива — 40600 кДж/кг, коефіцієнт надлишку повітря — 1,15. [10]

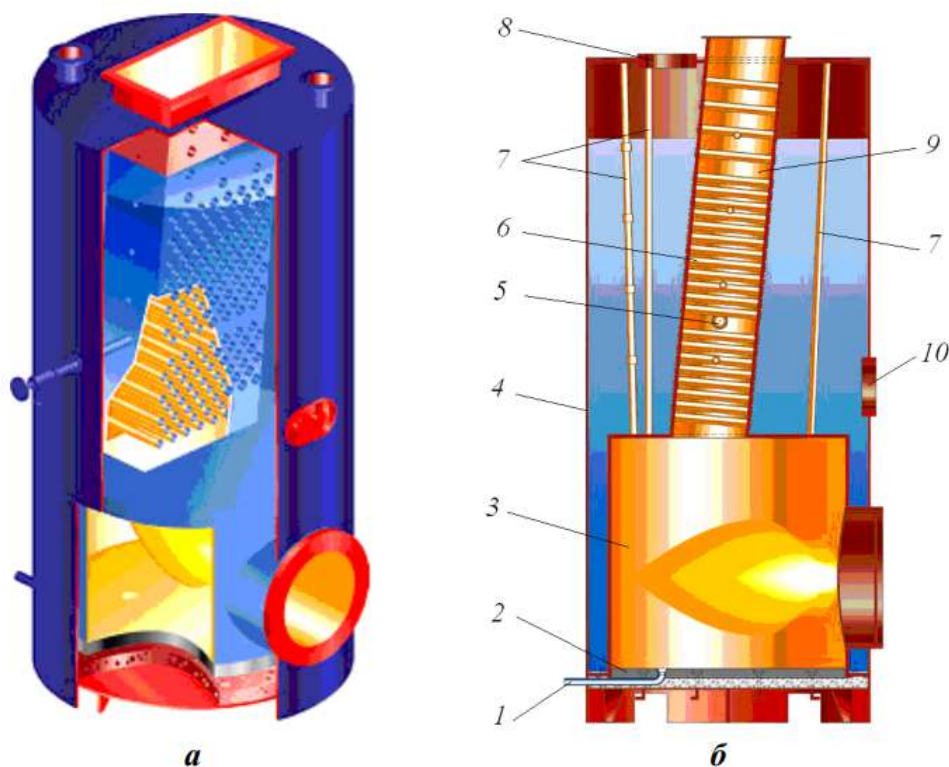


Рис. 4.1 – Котел Ольборг AQ-12 (Kangrim MA-TYPE має аналогічний устрій): *а* – загальний вигляд; *б* – вертикальний розріз (без арматури та теплової ізоляції)

Конструкція котла передбачає зручність обслуговування та очищення. Через спеціальні лазові отвори можна легко потрапити до внутрішніх поверхонь для чищення або ремонту. Існує також можливість промивання труб конвективної

частини водою з газового боку. У котел вмонтовано стаціонарний сажообдувальний пристрій, а також дренажну трубу для відведення води з топки.

Як топковий пристрій застосовується пальник типу Aalborg KB-W з ротаційною форсункою, що здатен спалювати дизельне, важке паливо, а також відходи рідкого палива. Для останніх допустимі параметри: теплота згорання — 29,3 МДж/кг, вміст води — до 18–20%, розмір твердих частинок — до 2 мм, а їх вміст — до 5%. Робота пальника повністю автоматизована. Потужність агрегатів — від 0,55 до 6,2 МВт, витрата палива — від 50 до 550 кг/год. У деяких конфігураціях можливе встановлення додаткового пальника типу Aalborg KVO, оснащеного механічною форсункою для ефективного спалювання відходів рідкого палива з продуктивністю до 250 кг/год. [10]

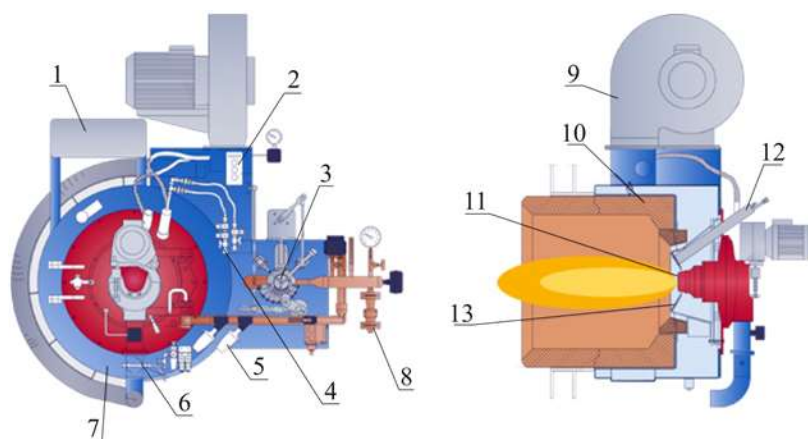


Рис. 4.2 – Топковий пристрій KB-W 150W - 550W: 1 – змішувальна коробка; 2 – блок ручного керування; 3 – регулятор сумішоутворення; 4 – блок вхідного запалювання; 5 – запірні клапани для палива; 6 – повітряної заслонка камери змішування; 7 – повітряна коробка; 8 – подача палива; 9 – топковий вентилятор; 10 – повітряна заслонка топки; 11 – відцентрова форсунка зі стаканом; 12 – блок запалювання; 13 – турбулізатор

4.2. Вибір компоновальної схеми котла

Котел має просту та компактну конструкцію. Топкова камера і конвективний парогенерувальний пучок розташовані всередині загального корпусу, що складається з обичайки та двох плоских днищ. Топка зварена з листової сталі, має циліндричну форму та футероване дно. Між верхніми елементами топки і корпусу розміщені жорсткості для підвищення міцності. Пучок складається з похилих труб, які встановлені під кутом 15° поперек прямокутного газоходу, що дозволяє

уникнути розшарування пароводяної суміші. На рис. 4.3. надано компоувальну схему даного котла.

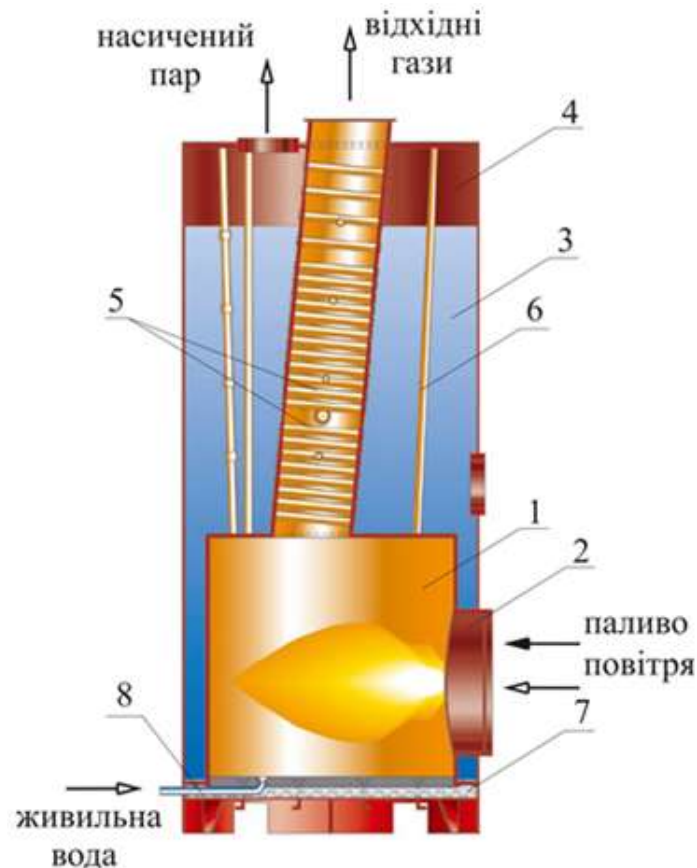


Рис. 4.3 – Компоувальна схема котла: 1 – топка; 2 – патрубков топкового пристрою; 3 – водяний простір; 4 – паровий простір; 5 – конвективна поверхня нагріву; 6 – довгі зв'язки; 7 – теплова ізоляція топки; 8 – патрубков живильної води.

4.3. Розрахунок процесу горіння

Таблиця 4.1 – Вхідні дані для теплового розрахунку котла Kangrim MA-TYPE.

Характеристика	Позначення	Значення	Од. виміру
Паропродуктивність	D_T	5	т/год
Тиск пари	p	0,8	МПа
Температура живильної води	$t_{ж.в.}$	70	°С
ККД	η	84	%
Температура насичення	t_s	170,4	°С
Ступінь сухості пари	x	0,99	в.о.
Ентальпія киплячої води	$h_{н.в.}$	720,9	кДж/кг
Ентальпія сухої насиченої пари	$h_{с.н.в.}$	2768,4	кДж/кг
Ентальпія живильної води	$h_{ж.в.}$	294	кДж/кг
Ентальпія вологої пари	$h_{в.п.}$	2758,4	кДж/кг
Коефіцієнт надлишку повітря	α	1,15	в.о.

Теплові розрахунки проведено згідно методики наданій у [17].

Розрахунок об'єму повітря та продуктів згоряння:

Склад палива, %:

C_r	H_r	S_r	N_r	A_p	W_p
87,9	10,9	0,5	0,7	0,15	2

Коефіцієнт перерахунку на робочу масу, %:

$$K = \frac{100 - A_p - W_p}{100} = \frac{100 - 0,15 - 2}{100} = 0,98$$

Склад палива на робочу масу, %:

$$C_p = C_r \cdot K = 86,6 \cdot 87,9 = 86,01$$

$$H_p = H_r \cdot K = 10,9 \cdot 0,98 = 10,67$$

$$S_p = S_r \cdot K = 0,5 \cdot 0,98 = 0,49$$

$$N_p = N_r \cdot K = 0,7 \cdot 0,98 = 0,68$$

Перевірка, %:

$$\begin{aligned} C_p + H_p + S_p + N_p + A_p + W_p &= \\ &= 86,01 + 10,67 + 0,49 + 0,68 + 0,15 + 2 = 100 \end{aligned}$$

Теоретичний об'єм сухого повітря (при $\alpha = 1$), необхідного для повного згоряння палива, $\text{м}^3/\text{кг}$:

$$\begin{aligned} V_o &= 0,0889 \cdot (C_p + 0,375 \cdot S_p) + 0,265 \cdot H_p - 0,0333 \cdot O_p = \\ &= 0,0889 \cdot (86,01 + 0,375 \cdot 0,49) + 0,265 \cdot 10,67 - 0,0333 \cdot 0,68 = 10,47, \\ \text{де } O_p &= N_p \end{aligned}$$

Теоретичний об'єм азоту в продуктах згоряння $\text{м}^3/\text{кг}$:

$$V_{oN_2} = 0,79 \cdot V_o + 0,8 \frac{N_p}{100} = 0,79 \cdot 10,47 + 0,8 \frac{0,68}{100} = 8,27$$

Об'єм триатомних газів, $\text{м}^3/\text{кг}$:

$$V_{RO_2} = 0,0187 \cdot (C_p + 0,375 \cdot S_p) = 0,0187 \cdot (86,01 + 0,375 \cdot 0,49) = 1,61$$

Вологовміст повітря приймаємо $d = 0,01 \text{ кг/кг}$

Питома витрата форсункової пари приймаємо $G_\phi = 0$

Теоретичний об'єм пари, $\text{м}^3/\text{кг}$:

$$V_{oH_2O} = 0,111 \cdot H_p + 0,124 \cdot W_p + 1,6 \cdot d \cdot V_o + 1,24 \cdot G_\phi =$$

					КБР.6.135.4211.03.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

$$= 0,111 \cdot 10,67 + 0,124 \cdot 2 + 1,6 \cdot 1 \cdot 10,47 + 1,24 \cdot 0 = 1,38$$

Надлишкова кількість сухого повітря м³/кг:

$$V_{\text{над}} = 0,111 \cdot V_0 \cdot (\alpha - 1) = 0,111 \cdot 10,47 \cdot (1,15 - 1) = 1,57$$

Дійсний об'єм водяної пари, м³/кг:

$$V_{H_2O} = V_{O_{H_2O}} + 1,6 \cdot d \cdot \alpha \cdot V_{\text{над}} = 1,38 + 1,6 \cdot 0,01 \cdot 1,15 \cdot 10,47 = 1,4$$

Теоретичний об'єм продуктів згоряння:

$$V_r = V_{RO_2} + V_{O_{N_2}} + V_{H_2O} + V_{\text{над}} = 1,61 + 8,27 + 1,4 + 1,57 = 12,85$$

Об'ємні частки продуктів згоряння:

$$\text{суми вуглекисного та сірчатого газів: } r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_r} = \frac{1,61}{12,85} = 0,13$$

$$\text{водяної пари: } r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_r} = \frac{1,4}{12,85} = 0,11$$

$$\text{суми триатомних газів: } r_{\text{сум}} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,13 + 0,11 = 0,24$$

Для побудови залежностей за якими буде вестись розрахунок будемо використовувати регресійні та інтерполяційні рівняння. Результати розрахунку даних для побудови I-t діаграми наведено у табл. 4.2:

Таблиця 4.2 – Розрахунок для побудови I-t діаграми

t	V _{RO2}		V _{O.H2O}		V _{O.N2}		I _{o.r}	V _o		I _{o.B}	I=I _{o.r} +(α-1)· I _{o.B}
	CrO2	V _{RO2} CrO2	CH2O	V _{O.H2O} CH2O	CN2	V _{O.N2} CN2c		CB	V _o CB		
0	1,60	2,57	1,50	2,06	1,30	10,71	0,00	1,32	13,8	0	0
200	1,79	2,87	1,52	2,1	1,30	10,75	3144,75	1,33	13,94	2787,48	3562,92
400	1,93	3,10	1,57	2,16	1,32	10,89	6462,33	1,35	14,18	5670,17	7312,85
600	2,04	3,28	1,62	2,22	1,34	11,09	9957,16	1,38	14,47	8686,23	11259,79
1000	2,20	3,54	1,72	2,37	1,4	11,51	17431,43	1,44	15,04	15043,07	19687,89
1400	2,31	3,72	1,83	3,52	1,44	11,87	25353,8	1,48	15,52	21729,93	28613,29
1800	2,39	3,84	1,92	3,65	1,47	12,15	33559,42	1,52	15,88	28592,2	37848,25
2200	2,45	3,934	2,00	3,76	1,50	12,37	41940,12	1,55	16,18	35602,25	47280,46

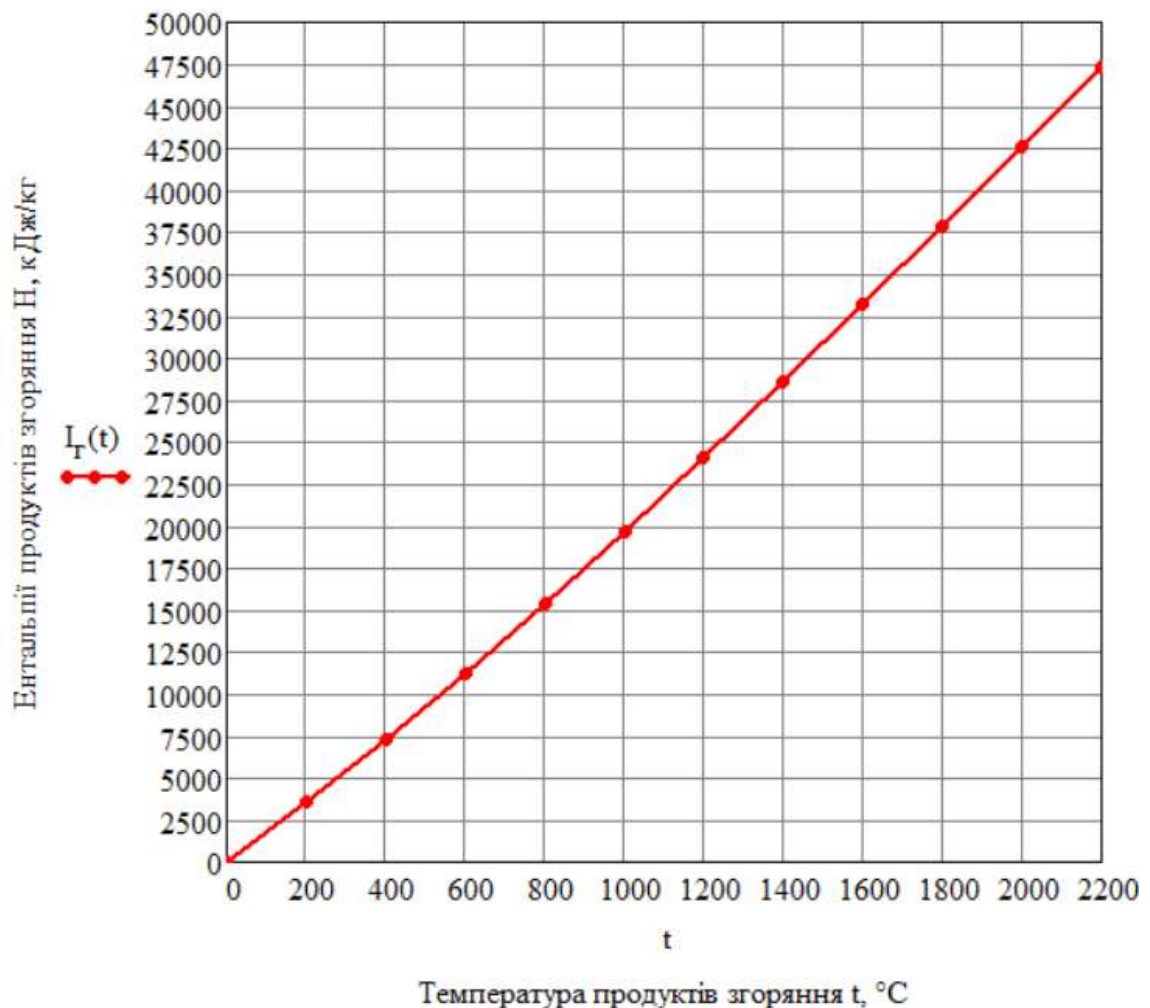


Рис.4.4 – Графік залежності ентальпії від температури

4.4. Тепловий баланс котла

Нижча теплота згоряння палива, кДж: $Q_H = 40600$

Температура холодного повітря, °C: $t_{х.пов.} = 45$

Температура підігрівання палива, °C: $t_{пал.} = 110$

Теплоємність сухого повітря при $t_{х.пов.}$, кДж/(м³·K): $c_{с.пов.} = 1,005$

Теплоємність водяної пари при $t_{х.пов.}$, кДж/(м³·K): $c_{H_2O} = 1,497$

Ентальпія холодного повітря, кДж/кг:

$$H_{х.пов.} = \alpha \cdot V_0 \cdot (c_{с.пов.} + 1,6 \cdot c_{H_2O} \cdot d) \cdot t_{х.пов.}$$

$$= 1,15 \cdot 10,47 \cdot (1,005 + 1,6 \cdot 1,497 \cdot 0,01) \cdot 30 = 485,28$$

Фізична теплота палива, кДж/кг:

$$h_{пал} = t_{пал.} \cdot (1,74 + 0,0025 \cdot t_{пал.}) = 110 \cdot (1,74 + 0,0025 \cdot 110) = 221,65$$

Наявна теплота палива кДж/кг:

$$Q_{наяв} = Q_H + h_{пал} = 40600 + 221,65 = 4077$$

Приймаємо відносні втрати теплоти

від неповноти згоряння: $q_3 = 0,5$

від зовнішнього охолодження: $q_5 = 1,5$

Відносна втрата теплоти з відхідними газами з рівняння зворотнього теплового балансу, %:

$$q_2 = 100 - \eta - q_5 - q_3 = 100 - 84 - 0,5 - 1,5 = 14$$

Втрати теплоти з відхідними газами, кДж/кг:

$$Q_2 = 0,01 \cdot q_2 \cdot Q_{\text{нааяв}} = 0,01 \cdot 14 + 4077 = 5715,031$$

Ентальпія відхідних газів, кДж/кг:

$$H_{\Gamma} = Q_2 + H_{\text{х.пов.}} = 5715,031 + 485,28 = 6200,31$$

Температура газів на виході з котла приймається, °C: $\theta_{\text{від.}} = 342$

Перевірка через регресійні залежності отримані у розрахунках вище

$$H_{\Gamma}(\theta_{\text{від.}}) = 6203,79 \text{ отже } H_{\Gamma} - H_{\Gamma}(\theta_{\text{від.}}) = -3,48$$

Коефіцієнт збереження теплоти:

$$\varphi = 1 - \left(\frac{q_5}{\eta + q_5} \right) = 1 - \left(\frac{1,5}{84 + 1,5} \right) = 0,98$$

Витрата палива з рівняння прямого теплового балансу, кг/с:

$$B = \frac{D \cdot (h_{\text{в.п.}} - h_{\text{ж.в.}})}{3600 \cdot 0,01 \cdot q_2 \cdot Q_{\text{нааяв}}} = \frac{5000 \cdot (2758,16 - 294)}{3600 \cdot 0,01 \cdot 84 + 4077} = 0,1$$

Адіабатна температура продуктів згоряння приймається, °C: $\theta_a = 1939$

Перевірка через регресійні залежності отримані у розрахунках вище

$$H_{\Gamma}(\theta_a) = 41106 \text{ отже } H_a - H_{\Gamma}(\theta_a) = -3,18$$

Теплова потужність паротвірних поверхонь, кВт:

$$Q_{\text{пт}} = \frac{D \cdot (h_{\text{в.п.}} - h_{\text{ж.в.}})}{3600} = \frac{5000 \cdot (2758,16 - 294)}{3600} = 3425$$

Перевірка ентальпія газів на виході з котла, кДж/кг:

$$H_{\text{від}} = H_a - \frac{Q_{\text{пт}}}{\varphi \cdot B} = 41106 - \frac{3425}{0,983 \cdot 0,1} = 6200,31$$

4.5. Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь

Параметри топки, м: [18] $d_{\text{T}} = 2$ $h_{\text{T}} = 1,6$

Розрахункова продуктивність однієї форсунки, кг/с: $B_{\text{фор}} = \frac{B}{N} = \frac{0,1}{1} = 0,1$

					КБР.6.135.4211.03.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

Об'єм топки, м³: $V_T = 0,25 \cdot \pi \cdot d_T^2 \cdot h_T = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 2^2 \cdot 1,6 = 5,03$

Теплове напруження топкового об'єму, кВт/м³:

$$q_T = \frac{B \cdot Q_{\text{нааяв}}}{V_T} = \frac{0,1 \cdot 4077}{5,03} = 810,56$$

Витрата повітря через отвір фурми, м³/с:

$$V_{\text{фор}} = \frac{V_0 \cdot \alpha \cdot B_{\text{фор}} \cdot (t_{\text{х.пов.}} + 273)}{273} = \frac{10,47 \cdot 1,15 \cdot 0,1 \cdot (30 + 273)}{273} = 1,33$$

Швидкість повітря у отворі форми, м/с (приймається): $w_{\text{фор}} = 20$

Переріз фурми м²: $f_{\text{фор}} = \frac{V_{\text{фор}}}{w_{\text{фор}}} = \frac{1,33}{20} = 0,07$

Розрахунковий діаметр фурми, м: $d_{\text{фор}} = \sqrt{\frac{f_{\text{фор}}}{0,785}} = \sqrt{\frac{0,07}{0,785}} = 0,29$

Площа повної поверхні топки, м²:

$$F_{\text{ст.}} = \pi \cdot d_T \cdot h_T + (0,25 \cdot \pi \cdot d_T^2) = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 2 + (0,25 \cdot 3,14 \cdot 2^2) = 16,34$$

Площа променесприймальної поверхні топки м²:

$$\begin{aligned} H_{\text{ст.}} &= F_{\text{ст.}} - (0,25 \cdot \pi \cdot d_T^2) - (0,25 \cdot \pi \cdot d_{\text{фор}}^2) = \\ &= 16,34 - (0,25 \cdot 3,14 \cdot 2^2) - (0,25 \cdot 3,14 \cdot 0,29^2) = 13,13 \end{aligned}$$

Ефективна товщина випромінюючого шару топки, м:

$$s_T = 3,6 \cdot \frac{V_T}{F_{\text{ст.}}} = 3,6 \cdot \frac{5,03}{16,34} = 1,11$$

Температура продуктів згоряння на виході з топки (приймається):

$$\theta_{\text{т.пр.}} = 1070$$

Тиск у топці (приймається), МПа: $p_T = 0,1$

Температура продуктів згоряння на виході з топки, К:

$$T_{\text{т.пр.}} = \theta_{\text{т.пр.}} + 273 = 1070 + 273 = 1343$$

Ентальпія продуктів згоряння на виході з топки згідно отриманих залежностей, кДж/кг: $H_{\text{т.пр.}} = H_{\Gamma}(\theta_{\text{т.пр.}}) = 21218,9$

Адіабатна температура продуктів згоряння, К:

$$T_a = \theta_a + 273 = 41106 + 273 = 2212$$

Середня сумарна теплоємність продуктів згоряння, кДж/кг:

$$\Sigma V_c = \frac{H_a - H_{\text{т.пр.}}}{\theta_a - \theta_{\text{т.пр.}}} = \frac{41102,82 - 21218,9}{1939 - 1070} = 22,88$$

					КБР.6.135.4211.03.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами, $1/(м \cdot МПа)$:

$$k_{\Gamma} = \frac{2,55 + 5,11 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{0,1 \cdot r_{\Pi} \cdot s_{\Gamma}}} \cdot \left(1 - 0,38 \cdot \frac{T_{\Gamma.пр.}}{1000}\right) \cdot r_{\Pi} =$$

$$= \frac{2,55 + 5,11 \cdot 0,11}{\sqrt{0,1 \cdot 0,2436 \cdot 1,11}} \cdot \left(1 - 0,38 \cdot \frac{1343}{1000}\right) \cdot 0,23 = 2,21$$

Коефіцієнт ослаблення променів сажистими частинками, $1/(м \cdot МПа)$:

$$k_c = 16,31 \cdot \frac{T_{\Gamma.пр.}}{1000} - 5,097 = 16,31 \cdot \frac{1343}{1000} - 5,097 = 16,81$$

Ступінь чорноти триатомних газів:

$$a_{\Gamma} = 1 - e^{-0,1 \cdot k_{\Gamma} \cdot s_{\Gamma}} = 1 - e^{-0,1 \cdot 2,21 \cdot 1,11} = 0,22$$

Ступінь чорноти частини факела:

$$a_{c.ф.} = 1 - e^{-0,1 \cdot k_c \cdot s_{\Gamma}} = 1 - e^{-0,1 \cdot 16,81 \cdot 1,11} = 0,84$$

Коефіцієнт заповнення топки світним факелом при q_{Γ} менше 1163 кВт/м^3 :

$$m = 0,5 + 0,43 \cdot q_{\Gamma} \cdot 10^{-3} = 0,5 + 0,43 \cdot 810,56 \cdot 10^{-3} = 0,85$$

Ступінь чорноти факела:

$$a_{ф.} = m \cdot a_{c.ф.} + (1 - m) \cdot a_{\Gamma} = 0,85 \cdot 0,84 + (1 - 0,85) \cdot 0,22 = 0,75$$

Ступінь чорноти топки:

$$a_{\Gamma.} = \frac{a_{c.ф.}}{a_{ф.} + \psi_{\Gamma} \cdot (1 - a_{ф.})} = \frac{0,84}{0,75 + 0,8 \cdot (1 - 0,75)} = 0,86$$

Коефіцієнт забруднення екранів (приймається): $\zeta = 0,6$

Критерій Больцмана:

$$B_o = \frac{\varphi \cdot B \cdot \Sigma V_c}{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \zeta \cdot H_{ст.} \cdot T_a^3} =$$

$$= \frac{0,983 \cdot 0,01 \cdot 22,88}{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,6 \cdot 13,18 \cdot 2212^3} = 0,46$$

Розрахункова температура продуктів згоряння на виході з топки, $^{\circ}\text{C}$:

$$\theta_{\Gamma} = \left(\frac{T_a}{0,445 \cdot \left(\frac{a_{\Gamma.}}{B_o}\right)^{0,6} + 1} - 273 \right) =$$

$$= \left(\frac{2212}{0,445 \cdot \left(\frac{0,86}{0,46}\right)^{0,6} + 1} - 273 \right) = 1071,82$$

					КБР.6.135.4211.03.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

Якщо різниця $|\theta_{\text{т.пр.}} - \theta_{\text{т}}|$ менше $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, то друге наближення не потрібне.

$$|\theta_{\text{т.пр.}} - \theta_{\text{т}}| = |1070 - 1071,82| = 1,82$$

Розрахункова ентальпія продуктів згоряння на виході з топки, згідно отриманих залежностей, кДж/кг: $H_{\text{т}} = H_{\text{г}}(\theta_{\text{т}}) = 21259,02$

Теплова потужність топки, кВт:

$$Q_{\text{т.пр.}} = \varphi \cdot V_{\text{фор}} \cdot (H_{\text{а}} - H_{\text{т}}) = 0,983 \cdot 0,0998 \cdot (41102,82 - 21259,02) = 1945,83$$

Компонування та тепловий розрахунок нижнього фестона:

Розміри газоходу, м, [18] $l_{\text{г}} = 1,4$ $b_{\text{г}} = 0,7$

Кут нахилу газоходу до горизонту, рад

$$a_{\text{рад}} = \frac{2\pi \cdot 75}{360} = 1,31$$

Розміщення труб у фестона – шахове.

Зовнішній діаметр труб (приймається), м: $d_{\text{тр}} = 0,029$

Ширина проставки між трубками мембранного екрану (приймається), м:

$$b_{\text{пр}} = 0,015$$

Поперечний крок труб, м: $s_{1\text{н.ф.}} = d_{\text{тр}} \cdot b_{\text{пр}} = 0,029 \cdot 0,015 = 0,04$

Поздовжній крок труб (приймається), м: $s_{2\text{н.ф.}} = 0,05$

Кількість труб одного ряду (округляється до цілого значення):

$$z_{1\text{н.ф.}} = \frac{l_{\text{г}}}{s_{1.}} - 0,5 = \frac{1,4}{0,04} - 1 = 31,32, \quad \text{приймаємо} \quad z_1 = 31$$

Довжина труб пучка (характеристики котла-прототипу), м:

$$l_{\text{п}} = b_{\text{г}} \cdot \sin(a_{\text{рад}}) = 0,7 \cdot \sin(1,31) = 0,68$$

Площа живого перерізу для проходу газів, м^2 :

$$f_{\text{г}} = l_{\text{п}} \cdot (l_{\text{г}} - z_1 \cdot d_{\text{тр}}) = 0,68 \cdot (1,4 - 31 \cdot 0,029) = 0,34$$

Площа поверхні нагріву одного ряду, м^2 :

$$F_{1\text{р}} = \pi \cdot d_{\text{тр}} \cdot l_{\text{п}} \cdot z_1 = 3,14 \cdot 0,029 \cdot 0,68 \cdot 31 = 1,91$$

Теплова потужність паротвірного пучка, кВт:

$$Q_{\text{пт}} = \frac{D \cdot (h_{\text{в.п.}} - h_{\text{ж.в.}})}{3600} - Q_{\text{пром}} = \frac{5000 \cdot (2758,16 - 294)}{3600} - 1945,83 = 1476,62$$

					КБР.6.135.4211.03.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

Ентальпія газів за пучком, кДж/кг:

$$H_{3.п.п} = H_T \frac{Q_{пт}}{\varphi \cdot V_{фор}} = 21259 \frac{1476,62}{0,983 \cdot 0,0998} = 6200,3$$

Температура газів за пучком, приймається згідно отриманих залежностей °С:

$$\theta_{3.п.} = 342 \text{ отже } H_{3.п.} = H_T(\theta_{3.п.}) = 6203,79. \text{ Перевірка } H_{3.п.} - H_{3.п.п} = -3,48$$

Середня температура газів у пучку °С:

$$\theta_{п} = 0,5 \cdot (\theta_T + \theta_{3.п.}) = 0,5 \cdot (1071,82 + 342) = 706,91$$

Середня швидкість газів у пучку, м/с:

$$\omega_r = \frac{V_r \cdot V \cdot (\theta_{п} + 273)}{273 \cdot F_{1p}} = \frac{12,85 \cdot 0,0998 \cdot (706,91 + 273)}{273 \cdot 1,91} = 13,59$$

Для обчислення даних на основі яких розраховуватимемо коефіцієнти для подальших розрахунків використаємо програмний пакет Mathcad у якому введемо інтерполяційні залежності з апроксимованих таблиць теплофізичних властивостей газів, що значно спростить визначення потрібних значень. Виконання процедури показано на рис.4.4.

λ $\begin{pmatrix} 0 & 0.0228 \\ 200 & 0.0412 \\ 400 & 0.0570 \\ 600 & 0.0742 \\ 800 & 0.0915 \\ 1000 & 0.1090 \\ 1200 & 0.1256 \\ 1400 & 0.1442 \\ 1600 & 0.1628 \\ 1800 & 0.1814 \end{pmatrix}$ $data3 :=$	ν $\begin{pmatrix} 0 & 11.9 \cdot 10^{-6} \\ 200 & 31.6 \cdot 10^{-6} \\ 400 & 57.8 \cdot 10^{-6} \\ 600 & 89.4 \cdot 10^{-6} \\ 800 & 126 \cdot 10^{-6} \\ 1000 & 167 \cdot 10^{-6} \\ 1200 & 211 \cdot 10^{-6} \\ 1400 & 258 \cdot 10^{-6} \\ 1600 & 307 \cdot 10^{-6} \\ 1800 & 361 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix}$ $data4 :=$	Pr $\begin{pmatrix} 0 & 0.74 \\ 200 & 0.67 \\ 400 & 0.64 \\ 600 & 0.61 \\ 800 & 0.59 \\ 1000 & 0.58 \\ 1200 & 0.56 \\ 1400 & 0.54 \\ 1600 & 0.52 \\ 1800 & 0.50 \end{pmatrix}$ $data5 :=$
$data3 := csort(data3, 0)$ $\theta := data3^{(0)}$ $\lambda_r := data3^{(1)}$ $S3 := cspline(\theta, \lambda_r)$	$data4 := csort(data4, 0)$ $\theta := data4^{(0)}$ $\nu_r := data4^{(1)}$ $S4 := cspline(\theta, \nu_r)$	$data5 := csort(data5, 0)$ $\theta := data5^{(0)}$ $Pr_r := data5^{(1)}$ $S5 := cspline(\theta, Pr_r)$
$fits3(x) := interp(S3, \theta, \lambda_r, x)$		
перевірка		
$fits3(1800) = 0.18$		
$fits4(x) := interp(S4, \theta, \nu_r, x)$		
$fits4(1800) = 3.61 \times 10^{-4}$		
$fits5(x) := interp(S5, \theta, Pr_r, x)$		
$fits5(1800) = 0.5$		
$\lambda := fits3(\theta_{п}) = 0.08$		
$\nu := fits4(\theta_{п}) = 1.08 \times 10^{-4}$		
$Pr := fits5(\theta_{п}) = 0.6$		

Рис. 4.5 – Виведення залежностей для теплофізичних властивостей газів у Mathcad

З отриманих залежностей маємо:

Коефіцієнт теплопровідності газів, Вт/(м·К): $\lambda=0,08$

Коефіцієнт кінематичної в'язкості газів м²/с: $\nu=0,000108$

Критерій Прандтля газів: $Pr=0,6$

Відносний крок труб у пучку:

$$\text{поперечний: } \sigma_1 = \frac{s_1}{d_{\text{тр}}} = \frac{0,04}{0,029} = 1,52$$

$$\text{поздовжній: } \sigma_2 = \frac{s_2}{d_{\text{тр}}} = \frac{0,05}{0,029} = 1,72$$

Відносний діагональний крок:

$$\sigma_{2д} = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 + \sigma_2^2} = \sqrt{0,25 \cdot 1,52^2 + 1,72^2} = 1,88$$

Параметр, що враховує геометричне розміщення труб у пучку:

$$\varphi_{\sigma} = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2 - 1} = \frac{1,52 - 1}{1,72 - 1} = 0,59$$

Поправка на компоновку: $C_s = 0,34 \cdot \varphi_{\sigma}^{0,1} = 0,34 \cdot 0,59^{0,1} = 0,32$

Поправка на кількість рядів (приймається): $C_z = 1$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією, Вт/(м²·К):

$$\begin{aligned} \alpha_k &= \frac{\lambda}{d_{\text{тр}}} \cdot \left(\omega_r \cdot \frac{d_{\text{тр}}}{\nu} \right)^{0,6} \cdot Pr^{0,33} \cdot C_s \cdot C_z = \\ &= \frac{0,089}{0,029} \cdot \left(16,77 \cdot \frac{0,029}{0,000108} \right)^{0,6} \cdot 0,6^{0,33} \cdot 0,32 \cdot 1 = 107,11 \end{aligned}$$

Температура зовнішньої поверхні забруднюючого шару, °С:

$$T_3 = t_s + 0,007 \cdot 30000 = 380,4$$

Ефективна товщина випромінюючого шару, м:

$$\begin{aligned} s_{\text{еф}} &= 0,9 \cdot d_{\text{тр}} \cdot \left(\left(\frac{4 \cdot s_1 \cdot s_2}{\pi \cdot d_{\text{тр}}^2} \right) - 1 \right) = \\ &= 0,9 \cdot 0,029 \cdot \left(\left(\frac{4 \cdot 0,04 \cdot 0,05}{3,14 \cdot 0,029^2} \right) - 1 \right) = 0,06 \end{aligned}$$

Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами, 1/(м·МПа):

$$k_{\text{г.п.}} = \left(\left(\frac{2,5 + 5,06 + r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{0,1 \cdot r_{\text{п}} \cdot s_{\text{еф.н.ф.}}}} \right) - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{\theta_{\text{п}} + 273}{1000} \right) \cdot r_{\text{п}} =$$

					КБР.6.135.4211.03.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

$$= \left(\left(\frac{2,5 + 5,06 + 0,11}{\sqrt{0,1 \cdot 0,23 \cdot 0,06}} \right) - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{706,91 + 273}{1000} \right) \cdot 0,23 = 11,8$$

Ступінь чорноти тритомних газів:

$$a_{г.п.} = 1 - e^{-0,1 \cdot k_{г.п.} \cdot s_e} = 1 - e^{-0,1 \cdot 11,8 \cdot 0,06} = 0,07$$

Ступінь чорноти забруднених зовнішніх стінок труб (приймається):

$$a_{ст} = 0,82$$

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газів до стінки труб, Вт/(м²·К):

$$a_b = 5,67 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{a_{ст} + 1}{2} \cdot a_{г.п.} \cdot (\theta_{п.} + 273)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_3}{\theta_{п.} + 273} \right)^{3.6}}{1 - \frac{T_3}{\theta_{п.} + 273}} =$$

$$= 5,67 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{0,82 + 1}{2} \cdot 0,0887 \cdot (706,91 + 273)^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{380,4}{1706,91 + 273} \right)^{3.6}}{1 - \frac{380,4}{706,91 + 273}} = 7,75$$

Коефіцієнт тепловіддачі від газів до стінки труб, Вт/(м²·К):

$$a_{1пч} = \omega \cdot a_k + a_b = 1 \cdot 107,11 + 7,75 = 114,86$$

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К):

$$k_{пч} = \frac{1}{\frac{1}{a_{1пч}} + \varepsilon} = \frac{1}{\frac{1}{114,86} + 0,007} = 63,67$$

Температурний напір, °С:

$$\Delta t_{пч} = \frac{\theta_T - \theta_{з.п.}}{\ln \left(\frac{\theta_T - t_s}{\theta_{з.п.} - t_s} \right)} = \frac{1071,82 - 342}{\ln \left(\frac{1071,82 - 170,4}{342 - 170,4} \right)} = 439,97$$

Розрахункова площа поверхні нагрів пучка, м²:

$$F_{пч} = \frac{Q_{пт} \cdot 1000}{k_{пч} \cdot \Delta t_{пч}} = \frac{1476,62 \cdot 1000}{63,67 \cdot 439,97} = 52,71$$

Кількість рядів труб пучка

$$z = \frac{F_{пч}}{F_{1р}} = \frac{52,71}{1,91} = 27,6, \quad \text{приймаємо} \quad z = 28$$

Рахункова густина теплового потоку поверхні паротвірного пучка, Вт/м²:

$$q_{п.р.} = \frac{Q_{пт} \cdot 1000}{F_{пч}} = \frac{1476,62 \cdot 1000}{52,71} = 28012,35$$

					КБР.6.135.4211.03.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

Розбіжність між розрахунковою і прийнятою густинами теплового потоку (не повинна перевищувати 15%):

$$\frac{q_{п.р.} - q_{п.}}{q_{п.р.}} \cdot 100 = -7,1\%$$

Вимогу виконано.

Висновки до четвертого розділу

1. При проектуванні допоміжного котла розроблено компоувальну схему з визначенням параметрів топки та теплообмінної поверхні у пучку, що надало корисний досвід у проектуванні водотрубних парових котлів.

2. В результаті розраховано теплообміну поверхню котла, яка складеться з гладких труб діаметром 29 мм по 28 трубок у пучку.

3. Враховуючи новітні технології компанії Aalborg можна зробити висновки, що габарити можливо зменшити застосувавши трубки з штирковим оперенням, адже це збільшить поверхню теплообміну без потреби у збільшені габаритів котла. Проте такі конструкції складніші в експлуатації адже вимагають жорсткішого контролю до вибору палива, та потребують частішої чистки від сажистих включень в газах

					КБР.6.135.4211.03.04.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

					КБР.6.135.4211.03.05.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент	Дратман С.С.						
Керівник	Кузнецова С.А.						
Визначення характеристик водяної системи пожежогасіння НММ Nuri					Літ.	Арк.	Аркушів
					НУК		

РОЗДІЛ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи

водяного пожежогасіння

5.1. Розробка розгорнутої принципової схеми

Міжнародні нормативні документи та конвенції

- Міжнародна конвенція з охорони людського життя на морі (СОЛАС) International Convention for the Safety of Life at Sea (SOLAS) Глава II-2: «Пожежна безпека» – містить основні вимоги до пожежного захисту суден класифікує зони ризику. Обов’язкова для всіх суден під прапором країн-учасниць ІМО. [19]
- Кодекс протипожежних систем (FSS Code) International Code for Fire Safety Systems. Визначає технічні характеристики систем пожежогасіння, зокрема водяних, спринклерних, дренчерних, водотуманних та ін. [20]
- Міжнародний кодекс з вогнестійкості конструкцій (FTP Code) International Code for Application of Fire Test Procedures. Встановлює методики випробувань матеріалів на вогнестійкість.
- Міжнародний кодекс безпеки для суден, що перевозять вантажі (ISM Code) International Safety Management Code. Вимагає створення ефективної системи управління безпекою на судні, включаючи пожежний захист. Зобов’язує судновласника та екіпаж розробити процедури технічного обслуговування пожежної системи, навчання персоналу, облік інцидентів та перевірок.
- Міжнародна морська організація (ІМО). Видає циркуляри, резолюції та інструкції, які уточнюють або доповнюють вимоги SOLAS, FSS тощо.

Нормативна база в Україні

- Правила класифікації та побудови морських суден Регістру судноплавства України (РСУ). Зокрема, Розділ 10: Протипожежний захист суден – встановлює вимоги до проєктування, матеріалів та обладнання судових пожежних систем згідно з українським законодавством. [7]
- Національні стандарти України (ДСТУ):
ДСТУ ISO 15371 – Системи пожежогасіння суднові;
ДСТУ EN 13565 – Водяні системи пожежогасіння високого та низького тиску.

					БР.6.135.4211.03.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

- Закон України «Про морський торговельний флот». Визначає вимоги до експлуатації суден, включаючи безпеку та пожежний захист.

- Норми та вимоги Морської адміністрації України. Видає приписи, методичні рекомендації, проводить аудит відповідності суден пожежним вимогам

Для систем водяного пожежогасіння керівними документами, за якими вони проектуються є Регістр судноплавства України та Міжнародна конвенція з охорона людського життя на морі 1974 р. (англ. International Convention for the Safety of Life at Sea).

Загальні вимоги Регістру судноплавства України [7]

На кожному судні мають бути передбачені пожежні насоси, магістралі, крани і рукави, що відповідають вимогам Регістра.

Кількість стаціонарних пожежних насосів із незалежним приводом і мінімальний тиск у місці розташування будь-якого крана у разі подачі через будь-які суміжні крани двома насосами одночасно води в кількості повинні бути не менше зазначених у табл. 5.1. [7]

Таблиця 5.1 – Кількість пожежних насосів та мінімальний тиск біля кранів.

<i>Валова місткість</i>	<i>Не пасажирські судна</i>	
	<i>Кількість насосів</i>	<i>Мінімальний тиск біля кранів, МПа</i>
<i>Менше 500</i>	<i>1</i>	<i>0,2</i>
<i>Від 500 до 1000</i>	<i>2</i>	<i>0,25</i>
<i>Від 1000 до 4000</i>	<i>2</i>	<i>0,25</i>
<i>Від 4000 до 6000</i>	<i>2</i>	<i>0,25</i>
<i>Від 6000 і більше</i>	<i>2</i>	<i>0,27</i>

Тиск, що створюється пожежними насосами, має бути достатнім для забезпечення роботи інших систем пожежогасінні, споживаючих воду, якщо їх живлення передбачене від цих же пожежних насосів.

На вантажних судах валовою місткістю 2000 і більш має бути встановлений аварійний пожежний насос подачею не менше 25 м³/ч, а на вантажних судах валовою місткістю менше 2000 — подачею не менше 15 м³/ч з незалежним приводом, якщо пожежа в будь-якому одному приміщенні може вивести зі строю всі основні пожежні насоси. Джерело енергії насоса і кінгстон повинні знаходитися

за межами приміщень, в яких розташовані основні пожежні насоси або їх джерела енергії.

Сумарна подача стаціонарних пожежних насосів, окрім аварійного (якщо він є), при тиску в будь-якому крані, не менше вказаного в Регістрі, повинна забезпечувати подачу води для боротьби з пожежею в кількості, м³/год, не менше, ніж визначена за формулою: [7]

$$Q = km^2,$$
$$m = 1,68 \cdot \sqrt{L \cdot (B + D)} + 25,$$

де L – довжина судна, м; B – найбільша ширина судна, м; D – висота борту до палуби перегорожок на міделі, м; k – коефіцієнт який дорівнює 0,08 для усіх непасажирських суден.

Подача, напір і число пожежних насосів для плавучих доків повинні вибиратися по найбільшому вантажному судну, яке може прийняти док, виходячи з потреби у воді водопожежної системи.

Кожен стаціонарний пожежний насос, окрім аварійного, повинен мати подачу не менше 80 % загальної необхідної подачі, що ділиться на необхідне число пожежних насосів, але не менше 25 м³/год. Якщо число встановлених пожежних насосів перевищує потрібне, подача додаткових насосів має бути не менше 24 м³/год і повинна забезпечувати роботу не менше двох стволів. [7]

Якщо на судні передбачаються інші системи пожежогасіння, що споживають воду від стаціонарних пожежних насосів, подача цих насосів має бути достатньою для забезпечення роботи водопожежної системи з подачею не менше 50 % і паралельної роботи однієї з інших систем, споживаючих найбільшу кількість води. В даному випадку кількість води для водопожежної системи має бути достатньою для подачі не менше двох струменів найбільшими насадками, вживаними на судні, проте більше шести струменів, а для вантажних суден більше 90 м³/год не потрібно. При цьому необхідно врахувати можливе збільшення витрати води через кожен кран, викликане підвищенням тиску в трубопроводах, потрібним для роботи інших систем пожежогасіння. [7]

Основні вимоги Регістру судноплавства України до пожежних насосів [7]

					БР.6.135.4211.03.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

Сумарна подача насосів не повинна бути нижчою від 180 м³/год. На всіх самохідних суднах стаціонарні пожежні насоси, як правило, повинні мати незалежний механічний привід. На вантажних суднах валовою місткістю від 300 до 1000 один з насосів повинен мати незалежний привід. [7]

Стаціонарні пожежні насоси, включаючи аварійний, можуть бути пристосовані для інших суднових потреб за умови, що на судні передбачено не менше двох насосів з незалежним приводом, один з яких знаходиться в постійній готовності до негайного введення в дію по прямому призначенню.

Допускається використання пожежного насоса для аварійного осушення машинних приміщень.

На вантажних суднах, на яких інші насоси, такі як насоси загального призначення, осушні, баластні і т. д., встановлені в машинному відділенні, мають бути прийняті заходи по забезпеченню того, щоб, принаймні, один з цих насосів, що має відповідну подачу і напір, міг подавати воду в пожежну магістраль. Проте якщо на судні встановлена необхідна кількість пожежних насосів з необхідною подачею і напором, то досить лише перемички, що сполучає насос загального призначення з водопожежною системою.

Насоси і трубопроводи, призначені для пожежних цілей, не повинні використовуватися для перекачування нафтопродуктів, масла або інших займистих рідин, а також як баластні насоси для цистерн, що поперемінно заповнюються паливом і баластом.

Пожежні насоси на напірній частині мають бути забезпечені манометром.

Насоси, які можуть створити в пожежній магістралі, кранах і рукавах тиск вище допустимого, мають бути забезпечені запобіжними клапанами, відрегульованими на тиск, що перевищує робочий тиск в пожежній магістралі не більше ніж на 10 %, і що мають відведення води у всмоктуючу магістраль. Розміщення і регулювання таких клапанів повинні запобігати виникненню надмірного тиску в будь-якій частині пожежної магістралі. [7]

Стаціонарні пожежні насоси і їх кінгстон мають бути встановлені нижче ватерлінії судна порожнем. Пожежні насоси, розташовані поза машинними приміщеннями категорії А, повинні мати самостійний кінгстон в кожному з

					БР.6.135.4211.03.05.ПЗ	Аркуш
						79
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

відсіків, в яких вони встановлені. Для судів льодового плавання принаймні один з насосів має бути сполучений з льодовим ящиком, який має обігрів.

Машинні приміщення категорії "А" – це всі машинні приміщення, в яких розташовані головні механізми, котли, установки рідкого палива, парові машини, двигуни внутрішнього згоряння, електрогенератори та відповідальні електричні механізми, станції прийому палива, механізми холодильних установок, заспокійників качки, систем вентиляції та кондиціювання повітря, та інші подібні до них приміщення, а також шахти, що ведуть у такі приміщення.

Всі пожежні насоси, включаючи аварійний, повинні розташовуватися в приміщеннях з плюсовою температурою.

На вантажних суднах з періодичним безвахтенним обслуговуванням приміщень, де розташовані пожежні насоси, або коли вахту несе лише одна людина, має бути передбачений дистанційний пуск одного з основних пожежних насосів з ходового містка і з пожежного поста, якщо він є, і подача води в магістраль без додаткового відкриття клапанів в приміщенні насосів. У місці дистанційного пуску насоса має бути встановлений показчик тиску води в магістралі.

Пристрій дистанційного пуску може не передбачатися, якщо водопожежна магістраль знаходиться під тиском. На судах валовою місткістю менше 1600 виконання даної вимоги може не передбачатися, якщо пристрій запуску пожежного насоса в машинному приміщенні знаходиться в досяжному місці.

Основні вимоги Регістру судноплавства України до стаціонарних аварійних пожежних насосів [7]

Як привід аварійного насоса може використовуватися дизельний двигун або електродвигун, одержуючий живлення від аварійного джерела енергії.

Насос, джерела енергії для його приводу і приймальний кінгстон мають бути розташовані так, щоб вони не вийшли з ладу при виникненні пожежі в приміщеннях, де розташовані основні пожежні насоси.

Аварійний пожежний насос, його кінгстон, приймальний і нагнітальний трубопроводи, і відсічні клапани повинні розташовуватися поза машинним

					БР.6.135.4211.03.05.ПЗ	Аркуш
						80
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

приміщенням. Якщо таке положення не може бути виконано, кінгстонна коробка може встановлюватися в машинному приміщенні, якщо кінгстон управляється дистанційно з місця, розташованого в тому ж відсіку, де знаходиться аварійний пожежний насос, а приймальна ділянка трубопроводу є короткою, наскільки це практично можливо.

Короткі ділянки приймального або нагнітального трубопроводу можуть проходити в машинному або інших відділеннях, в яких розташовуються основні пожежні насоси, за умови, що вони вигороджені міцним сталевим кожухом або ізолюються за типом А-60. Вони мають бути зварними, за винятком фланцевого з'єднання з кінгстонним клапаном, і мати товщину не менше 11 мм. Розташування насоса і його приводу повинно забезпечувати вільний доступ до них для обслуговування і ремонту.

Вогнестійкі конструкції типу А – це конструкції, які утворюються сталевими переборками та палубами та:

- повинні бути виготовлені так, щоб зпобігати проходженню крізь них диму полум'я протягом 60 хвилин при умовах стандартного випробування вогнестійкості;
- повинні бути ізолювані негорючими матеріалами так, щоб середня температура на стороні, що протилежна вогневому впливу збільшувалась до 139 °С у порівнянні з початковою температурою; при цьому температура в будь-якій точці, включаючи будь-яке з'єднання, не повинна збільшуватись більш ніж на 180 °С у порівнянні з попередньою. [7]

В залежності від часу, протягом якого забезпечується заданий перепад температур в процесі стандартного випробування вогнестійкості, конструкція присвоюються наступні позначення: [7]

- А-60 - протягом 60 хвилин;
- А-30 - протягом 30 хвилин;
- А-15 - протягом 15 хвилин;
- А-0 - протягом 0 хвилин.

Якщо насос встановлюється вище за найбільш низьку ватерлінію, можливу в умовах експлуатації судна, мають бути передбачені надійні самовсмоктуючі пристрої.

В умовах крену і диферента, бортової і кильової хитавиці, які можуть виникнути в процесі експлуатації судна, загальна висота всмоктування і чиста позитивна висота всмоктування насоса повинні забезпечувати виконання вимоги Регістра. Розрахункові умови для виконання цих вимог визначені циркуляром ІМО MSC.1/Circ.1388.

Приміщення, в якому знаходиться аварійний пожежний насос, не повинне примикати до границь машинних приміщень категорій А або до тих приміщень, в яких знаходяться основні пожежні насоси. Там, де вищезгадане практично неможливо, загальна перегородка між цими двома приміщеннями повинна відповідати вимогам для постів управління.

У випадку, якщо доступ в приміщення аварійного пожежного насоса забезпечується через яке-небудь приміщення, що примикає до машинного приміщення категорії А або до приміщення, що містить основні пожежні насоси, конструкції, створюючі кордони між цим приміщенням і машинним приміщенням категорії А або приміщенням, що містить основні пожежні насоси, мають бути типу А-60.

Не допускається наявність доступу з машинного приміщення безпосередньо в приміщення аварійного пожежного насоса і його джерела енергії. У випадках, коли це практично неможливо, може бути допущено таке розташування, при якому доступ здійснюється через тамбур, де двері машинного приміщення виконуються типу А-60, а інші двері виготовляються, щонайменше, із сталі, обидва двері якого є такими, що самозакриваються і газонепроникні, або через водонепроникні двері, управління яких можливо з приміщення, віддаленого від машинного приміщення і приміщення аварійного пожежного насоса, і яке не буде відрізано при пожежі в цих приміщеннях. У таких випадках має бути передбачений другий доступ в приміщення аварійного насоса і його джерела енергії. Вказані двері не повинні мати пристроїв, що утримують їх у відкритому положенні.

					БР.6.135.4211.03.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82

Будь-яке джерело енергії з дизельним приводом, що живить аварійний пожежний насос, має бути здатне легко запускатися вручну з холодного стану при температурі аж до 0 °С. Якщо це джерело енергії встановлене в приміщенні, що не обігрівається, то воно має бути забезпечений засобами електричного підігрівання охолоджуючої води або змащувального масла, що забезпечують його швидкий пуск. Якщо ручний пуск цього джерела енергії практично неможливий, то за узгодженням з Регістром, мають бути застосовані пристрої стартерів або інші засоби його пуску, що працюють від стиснутого повітря, гідравлічної або електричної енергії. Ці засоби мають бути такими, щоб джерело енергії могло запускатися, щонайменше, шість разів протягом 30 хв і, щонайменше, двічі протягом перших 10 хв.

Витратна паливна цистерна для приводу насоса повинна містити паливо в кількості, достатній для роботи насоса при повному завантаженні протягом не менше трьох годин. Крім того, поза машинним приміщенням категорії А мають бути запаси палива, достатні для роботи насоса при повному завантаженні додатково протягом 15 год.

Якщо кінгстон розташовується в машинному відділенні, мають бути передбачені засоби, що забезпечують його відкриття на випадок пожежі.

Основні вимоги Регістру судноплавства України до трубопроводів [7]

Діаметр пожежної магістралі і її відростків має бути достатнім для ефективного розподілу води при максимально необхідній подачі двох одночасно працюючих пожежних насосів. На вантажних судах достатньо, щоб їх діаметр забезпечував подачу лише 140 м³/год. [7]

Трубопроводи водопожежної системи, що виходять на відкриті палуби або в неопалювальні приміщення, для запобігання замерзання повинні обладнатися запорною арматурою, що встановлюється в опалювальних приміщеннях, і пристроями для спуску води.

У кожного пожежного насоса на приймальних і напірних трубах мають бути встановлені запорні клапани. На приймальних трубах допускається установка клінкетів.

					БР.6.135.4211.03.05.ПЗ	Аркуш
						83
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На всіх судах валовою місткістю 500 і більш на відкритій палубі з кожного борту водопожежна магістраль повинна мати засоби для підключення міжнародного берегового з'єднання. [7]

Для відключення трубопроводу, розташованого в машинному відділенні категорії А, в якому знаходиться пожежний насос (або насоси), від магістралі, розташованої за його межами, на трубопроводі має бути встановлений роз'єднуючий клапан в досяжному місці (поза машинним відділенням).

Водопожежна магістраль має бути прокладена так, щоб закриття цих клапанів не перешкоджало доступу води від іншого пожежного насоса, розташованого поза вказаним машинним приміщенням, до всіх пожежних кранів судна, окрім кранів, встановлених на трубопроводі, що відключається від подачі води.

Уведення вогнегасної речовини в кожне приміщення, яке захищається, повинне здійснюватися по окремому розподільному трубопроводу з встановленням на ньому запірної арматури на станції пожежогасіння.

Трубопроводи систем пожежогасіння не допускається прокладати через сховища рідкого палива і масла.

Трубопроводи систем пожежогасіння не допускається прокладати через охолоджувані приміщення. Крім того, трубопроводи, що проходять через райони житлових приміщень, повинні бути виконані без рознімних з'єднань (за допомогою зварювання), не мати спускних пристроїв для конденсату чи будь-яких інших отворів в межах таких приміщень.

Конструкція всіх систем пожежогасіння повинна допускати можливість їхньої періодичної перевірки у дії.

Основні вимоги Регістру судноплавства України до пожежних кранів [7]

Кожен пожежний кран має бути обладнаний запірним клапаном і стандартною сполучною голівкою швидкозмикаючого типа. Крани, встановлені на відкритих палубах, також мають бути забезпечені швидкозмикаючими голівкою-заглушкою або рівноцінним пристроєм. Число і розміщення пожежних кранів мають бути такими, щоб щонайменше два струмені води від різних кранів, одна з

					БР.6.135.4211.03.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		84

яких подається по рукаву стандартної довжини, діставали до будь-якої частини судна, зазвичай доступної для пасажирів і екіпажа під час плавання, до будь-якої частини будь-якого порожнього вантажного приміщення, вантажного приміщення з горизонтальним способом вантаження і вивантаження, а для приміщення спеціальної категорії – до будь-якої його частини по рукавах стандартної довжини.

На відкритих палубах для контейнерів подача двох струменів води повинна вироблятися на кожную доступну вертикальну сторону контейнера рукавами стандартної довжини. Пожежні крани не рекомендується розташовувати на відстані один від одного більше ніж на 20 м для внутрішніх приміщень і більш ніж на 30 м для відкритих палуб. На суднах, що перевозять палубні вантажі, пожежні крани мають бути розміщені так, щоб вони були завжди в зоні досяжності, а трубопроводи мають бути розташовані так, щоб, наскільки це практично можливо, уникнути небезпеки їх пошкодження вантажем. [7]

Всі пожежні крани мають бути забарвлені в червоний колір.

Згідно з вимогами Міжнародної конвенції з охорони людського життя на морі (SOLAS-74), при використанні нафтопродуктів як палива на морських суднах застосовуються суворі обмеження щодо їх безпечної експлуатації. Насамперед, паливо з температурою спалаху нижче 60 °C заборонене для використання на борту, за винятком аварійних дизель-генераторів, де допускається застосування палива з температурою спалаху не нижче 43 °C, що передбачено розділом II-2/4.2.1.1 SOLAS. Заборонено транспортування горючих рідин, зокрема палива, мастил та інших легкозаймистих речовин у форпикових цистернах, оскільки це може створити ризик займання у разі протікання або аварій. [19]

Паливні танки, наскільки можливо, мають бути інтегрованими в конструкцію корпусу судна та розміщуватись поза межами машинних приміщень категорії "А". Якщо ж, з конструктивної необхідності, танки розміщені всередині або поруч з такими приміщеннями, одна з вертикальних стінок має примикати до перебірки, що відділяє машинне відділення, і переважно межувати з танком подвійного дна. Площа суміжної поверхні повинна бути мінімальною. У випадку, коли танки розміщуються всередині машинного приміщення категорії "А", використання палива з температурою спалаху нижче 60 °C заборонене.

					БР.6.135.4211.03.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		85

Вкладні (вставні) паливні танки мають бути застосовані лише в обґрунтованих випадках. Їх не дозволяється встановлювати у машинних приміщеннях пасажирських суден. Якщо такі танки використовуються, вони повинні розташовуватись на герметичних піддонах, які унеможливають витік пального та мають відповідні дренажні системи, що ведуть до спеціальних стічних цистерн.

Розміщення паливних танків у зонах, де ймовірний контакт з нагрітими поверхнями, які можуть перевищувати 220 °С, суворо заборонене, оскільки це створює небезпеку вибуху або займання. Такі поверхні мають бути ізольовані матеріалами, несприйнятливими до нафтопродуктів. Додатково повинні бути вжиті заходи для запобігання потраплянню палива під тиском, у разі пошкодження насоса, фільтра або підігрівача, на ці нагріті поверхні. [19]

Контейнери для збирання нафтопродуктових відходів мають бути виготовлені з негорючих матеріалів і не мати отворів у дні або на боках. Також у приміщеннях, де можливий контакт із паливом, ізоляція поверхонь має бути стійкою до нафтопродуктів та їхніх парів.

У житлових, службових приміщеннях і постах управління первинні палубні покриття повинні виготовлятися лише з незаймистих, схвалених матеріалів, що відповідають випробуванням на вогнестійкість, встановленим у Міжнародному кодексі з процедур вогневого тестування. Це забезпечує додатковий рівень захисту екіпажу та пасажирів у разі виникнення пожежі.

Розробка схеми системи водяного пожежогасіння для контейнеровозу НММ Nuri

Основні принципи роботи стаціонарної водяної протипожежної системи: При виявленні пожежі насос подає воду під тиском у головну магістраль; Вода розподіляється до гідрантів і систем автоматичного пожежогасіння; Екіпаж під'єднує шланги до гідрантів і мануально протидіє з локальними осередками вогню (або активується дренчерна система); При потребі задіюється аварійний насос, що живиться від резервного генератора.

Системи такого типу проєктуються згідно цим принципам, тож для подальших розрахунків попередньо треба мати уявлення про загальний вигляд

					БР.6.135.4211.03.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		86

системи та кількість компонентів, а саме насосів, гідрантів, фільтрів, клапанів і т.д.. Саме з цією метою розробляється схематичне креслення судна, вхідними даними на розробку якого є креслення з [1] для визначення габаритних розмірів корпусу та надбудов та стандарти РСУ щодо розположення та трасування пожежних трубопроводів.

Основний трубопровід суднової пожежної системи побудований за кільцевою схемою, включаючи поперечні перемички, обладнані роз'єднувальними клапанами. Він проходить під головною палубою, а від нього відходять відгалуження, що ведуть до пожежних кранів, призначених для гасіння займання на відкритій палубі судна (рис.5.1). Згідно РСУ, гідранти повинні розташовуватись таким чином, щоб кожна точка судна могла бути досягнута мінімум двома струменями води, з урахуванням довжини пожежного шланга. [7]

Крім того, обидві надбудови судна оснащені трубопроводами, які з'єднані із магістральною системою. У цих ділянках встановлено незворотно-запірну арматуру, що запобігає зворотному руху води у трубах. На кожному рівні надбудови передбачені пожежні крани, а також рукави з брендспойтами для ефективного пожежогасіння.

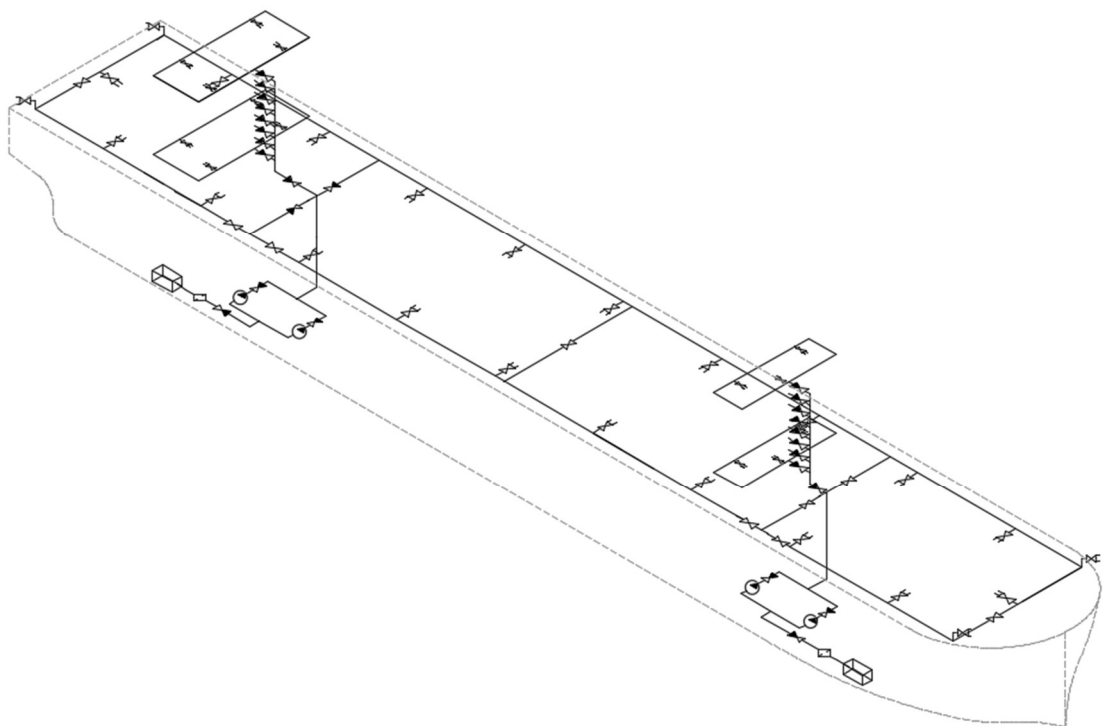


Рис.5.1 – Загальний вигляд схеми водяного пожежогасіння контейнеровозу HMM Nuri

					БР.6.135.4211.03.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		87

5.2. Гідравлічний розрахунок системи

Вибір та обґрунтування основних розрахункових параметрів

Розрахунок сумарної подачі стаціонарних пожежних насосів відповідно до вимог Регістру: [7]

$$m = 1,68 \cdot \sqrt{L \cdot (B + D)} + 25 = 1,68 \cdot \sqrt{399,9 \cdot (61,3 + 33,5)} + 25 = 351,74$$

$$Q = km^2 = 0,008 \cdot 351,74^2 = 989,76 \text{ м}^3/\text{год}$$

Попередньо приймаємо насоси: к-сть 4 шт., моделі Pentair Aurora Horizontal Split Case Electric Drive Fire Pump 400-900 Series з подачею 3500 GPM ($\approx 800 \text{ м}^3/\text{год}$), адже кожен стаціонарний пожежний насос, окрім аварійного, повинен мати подачу не менше 80 % загальної необхідної подачі, що ділиться на необхідне число пожежних насосів, але не менше 25 $\text{м}^3/\text{год}$. Якщо число встановлених пожежних насосів перевищує потрібне, подача додаткових насосів має бути не менше 24 $\text{м}^3/\text{год}$ і повинна забезпечувати роботу не менше двох стволів. [21]

Параметри заборотної води [22]:

- Температура $T_{з.в.} = 293 \text{ K}$;
- Густина $\rho_{з.в.} = 1025 \text{ кг/м}^3$;
- Коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu = 1,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Визначення продуктивності нагнітачів та діаметрів трубопроводів

При розрахунках будемо керуватись принципом: насос підібраний правильно, якщо його напору вистачає для забезпечення показників швидкості та тиску на найвіддаленішому від нього гідранті згідно вимог РСУ. Методику розрахунків наведено у [22].

Система водяного пожежогасіння судна НММ Nuri передбачає два місця забору заборотної води — під носовою та кормовою надбудовами. Оскільки їхня структура однакова, розглядатимемо варіант приймання води під кормовою надбудовою, адже кормова ділянка трубопроводу довша, що видно з рис. 5.2.

Короткий опис дії системи: насос здійснює забір води з власного кінгстонного ящика, після чого вона проходить через фільтр. Далі, рідина подається через незворотно-запірний клапан до магістрального трубопроводу системи пожежогасіння.

					БР.6.135.4211.03.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88

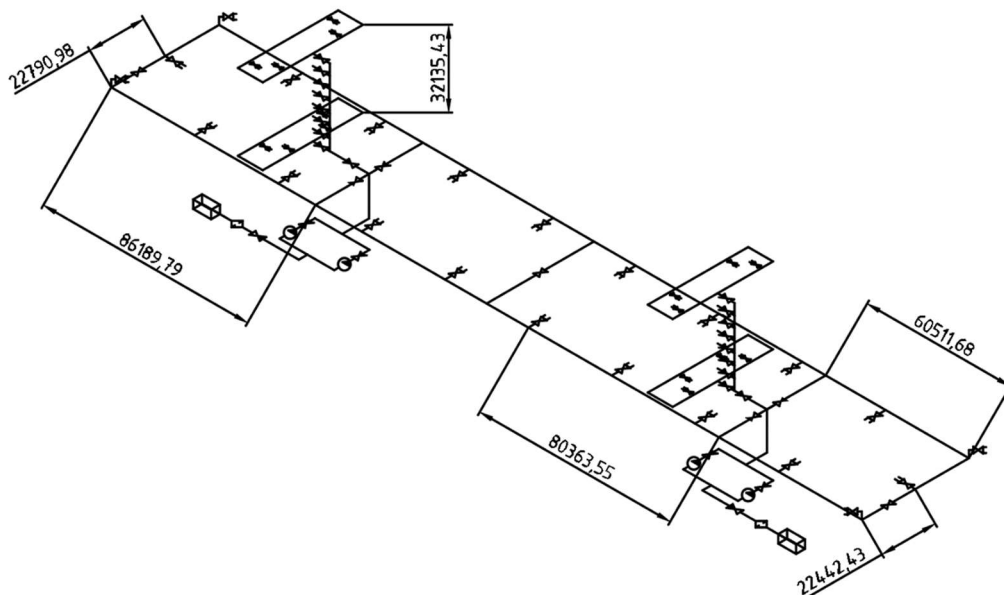


Рис. 5.2 – Визначення найвіддаленіших ділянок трубопроводу системи
Для спрощення розрахунку схему було поділено на коротші відрізки на яких не відбувається значних втрат тиску рис. 5.3:

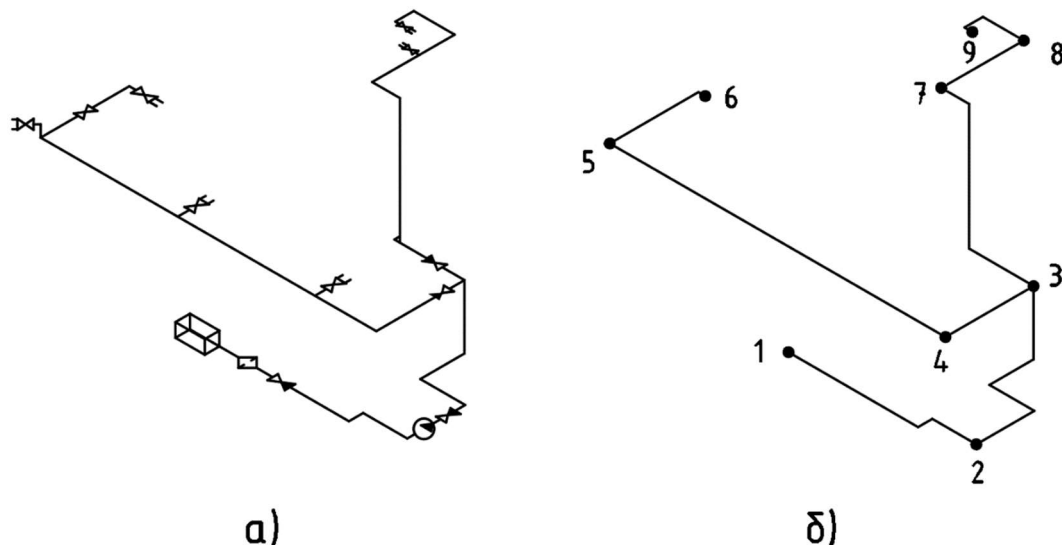


Рис. 5.3 – Спрощений вигляд найдовших ділянок трубопроводу системи.
Розрахункові ділянки: Горизонтальна: 1-3-6; Вертикальна: 1-3-9.
Призначаємо витрати на окремих ділянках:

Ділянка 6 – 5 та 8 – 9: $Q_{6-5} = Q_{8-9} = q_{\text{ств}} = 24 \text{ м}^3/\text{год};$

Ділянка 7 – 8: $Q_{7-8} = 3 \cdot q_{\text{ств}} = 72 \text{ м}^3/\text{год};$

Ділянка 3 – 7: $Q_{3-7} = 6 \cdot q_{\text{ств}} = 144 \text{ м}^3/\text{год};$

Ділянка 3 – 4: $Q_{3-4} = 8 \cdot 4 \cdot q_{\text{ств}} = 768 \text{ м}^3/\text{год};$

Ділянка 4 – 5: $Q_{4-5} = 2 \cdot q_{\text{ств}} = 48 \text{ м}^3/\text{год};$

Ділянка 2 – 3 та 1 – 2: $Q_{2-3} = Q_{3-7} + 2 \cdot Q_{3-4} = 1056 \text{ м}^3/\text{год}.$

Подача попередньо прийнятого насосу не покриває наявні втрати тиску в трубопроводі, тож приймаємо насос цієї ж марки але з більшою продуктивністю 5000 GPM ($\approx 1130 \text{ м}^3/\text{год}$). [21]

Відповідно до заданих значень витрати для кожної ділянки визначаємо діаметр трубопроводу. При цьому для ділянок напірної частини (усі, крім 1–2) приймаємо швидкість руху води рівною $v_{\text{нап}}=4 \text{ м/с}$, а для всмоктувальної ділянки (1–2) — швидкість потоку води становить $v_{\text{всм}}=2,5 \text{ м/с}$. [22]

$$\text{Ділянка 6 – 5 та 8 – 9: } d_{6-5} = d_{8-9} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{6-5}}{\pi \cdot v_{\text{нап}} \cdot 3600}} = 0,0461 \text{ м};$$

$$\text{Ділянка 7 – 8: } d_{7-8} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{7-8}}{\pi \cdot v_{\text{нап}} \cdot 3600}} = 0,0798 \text{ м};$$

$$\text{Ділянка 3 – 7: } d_{3-7} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{3-7}}{\pi \cdot v_{\text{нап}} \cdot 3600}} = 0,1128 \text{ м}$$

$$\text{Ділянка 3 – 4: } d_{3-4} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{3-4}}{\pi \cdot v_{\text{нап}} \cdot 3600}} = 0,2606 \text{ м}$$

$$\text{Ділянка 4 – 5: } d_{4-5} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{4-5}}{\pi \cdot v_{\text{нап}} \cdot 3600}} = 0,0651 \text{ м}$$

$$\text{Ділянка 2 – 3: } d_{2-3} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{2-3}}{\pi \cdot v_{\text{нап}} \cdot 3600}} = 0,3056 \text{ м}$$

$$\text{Ділянка 1 – 2: } d_{1-2} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{1-2}}{\pi \cdot v_{\text{всм}} \cdot 3600}} = 0,3866 \text{ м}$$

Табл.5.2 – Призначення стандартних діаметрів для розрахованих відрізків

Відрізок	Витрата Q, м ³ /год	Внутрішній діаметр труб, мм	
		d_{min}	d
1-2	1056	0,3866	0,400
2-3	1056	0,3056	0,350
3-4	144	0,1128	0,125
4-5	72	0,0798	0,100
5-6	24	0,0461	0,050
3-7	768	0,2606	0,300
7-8	48	0,0651	0,070
8-9	24	0,0461	0,050

Визначення місцевих опорів на відрізках

Табл.5.3 – Коефіцієнти місцевих опорів розрахункових для горизонтальної ділянки.

Відрізок	Місцеві опори, їх кількість	Коефіцієнти	$\Sigma \xi$
1-2	Вхід у трубу з приймальною сіткою -1	1,7	19,46
	Фільтр -1	11,3	
	Коліно під кутом 90° - 2	0,98·2	
	Клапан незворотньо-запірний - 1	4,5	
2-3	Коліно під кутом 90° - 3	0,98·3	8,94
	Трійник - 1	1,5	
	Клапан незворотньо-запірний - 1	4,5	
3-4	Трійник - 1	1,5	5,5
	Клапан запірний - 1	4	
4-5	Коліно під кутом 90° - 1	0,98	5,98
	Трійник - 3	1,5·2+2	
5-6	Клапан запірний - 1	4	4,98
	Коліно під кутом 90° - 1	0,98	

Табл.5.4 – Коефіцієнти місцевих опорів розрахункових для вертикальної ділянки.

Відрізок	Місцеві опори, їх кількість	Коефіцієнти	$\Sigma \xi$
1-2	Вхід у трубу з приймальною сіткою -1	1,7	19,46
	Фільтр -1	11,3	
	Коліно під кутом 90° - 2	0,98·2	
	Клапан незворотньо-запірний - 1	4,5	
2-3	Коліно під кутом 90° - 3	0,98·3	8,94
	Трійник - 1	1,5	
	Клапан незворотньо-запірний - 1	4,5	
3-7	Трійник - 7	1,5	17,44
	Клапан запірний - 1	4	
	Коліно під кутом 90° - 3	0,98·3	
7-8	Коліно під кутом 90° - 1	0,98	2,48
	Трійник - 1	1,5	
8-9	Клапан запірний - 1	4	4,98
	Коліно під кутом 90° - 1	0,98	

Гідравлічний розрахунок при подачі 100%

Гідравлічний розрахунок трубопроводу при подачі 100% на горизонтальній ділянці наведено в табл.5.5., для вертикальної ділянки розрахунок наведено в табл.5.6. [22]

Табл.5.5 – Гідравлічний розрахунок горизонтальної ділянки пожежної системи при подачі 100%

№	Параметр	Розрахункова формула	Ділянка				
			1-2	2-3	3-4	4-5	5-6
1	Подача, м ³ /с	Q	0,293	0,293	0,04	0,02	0,0067
2	Температура, °C	T	20				
3	Густина води, кг/м ³	ρ	1025				
4	Кінематична в'язкість, м ² /с	ν	0,000004				
5	Діаметр труби, м	d	0,4	0,35	0,125	0,10	0,50
6	Довжина вертикальної ділянки, м	Δz=z _i -z _{i-1}	0	16,33	0	0	0
7	Статична складова напору, м.вод.ст	H _{ст} =Δzρg10 ⁻⁴	0	16,41	0	0	0
8	Довжина ділянки, м	l	48,5	54,07	22,6	86,2	24,5
9	Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,0001				
10	Уточнення швидкості, м/с	$V = \frac{4Q}{\pi d^2}$	2,34	3,05	3,26	2,55	0,03
11	Число Рейнольдса	Re=Vd/ν	23354 5,6	26690 9,3	10191 0,8	63694 ,2	4246,3
12	Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,017	0,017	0,022	0,196	0,156
13	Коефіцієнти місцевих опорів	Σξ	19,46	8,94	5,5	5,98	4,98
14	Місцеві втрати напору, м.вод.ст	$H_{місц} = \Sigma \xi \frac{V^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	5,55	4,35	3,05	2,02	0,0003
15	Витрати напору через тертя, м.вод.ст	$H_{тер} = \lambda \frac{l V^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	0,58	1,261	2,167	57,24	0,0004
16	Сумарні втрати напору на ділянці, м.вод.ст.	H _{сум} =H _{тер} +H _{ст} +H _{місц}	6,131	22,02	5,226	59,27	0,0007
16	Втрати напору, при номінальній подачі, м.вод.ст.	92,64					

Табл.5.6 – Гідравлічний розрахунок вертикальної ділянки пожежної системи при подачі 100%

№	Параметр	Розрахункова формула	Ділянка				
			1-2	2-3	3-4	4-5	5-6
1	Подача, м ³ /с	Q	0,293	0,293	0,04	0,02	0,0067
2	Температура, °C	T	20				
3	Густина води, кг/м ³	ρ	1025				
4	Кінематична в'язкість, м ² /с	ν	0,000004				
5	Діаметр труби, м	d	0,4	0,35	0,125	0,10	0,50
6	Довжина вертикальної ділянки, м	Δz=z _i -z _{i-1}	0	16,33	0	0	0
7	Статична складова напору, м.вод.ст	H _{ст} =Δzρg10 ⁻⁴	0	16,41	0	0	0
8	Довжина ділянки, м	l	48,5	54,07	22,6	86,2	24,5
9	Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,0001				
10	Уточнення швидкості, м/с	$V = \frac{4Q}{\pi d^2}$	2,34	3,05	3,26	2,54	0,034
11	Число Рейнольдса	Re=Vd/ν	233545,6	266909,3	101910,8	63694,2	4246,3
12	Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,017	0,017	0,022	0,196	0,156
13	Коефіцієнти місцевих опорів	Σξ	19,46	8,94	17,44	2,48	4,98
14	Місцеві втрати напору, м.вод.ст	$H_{\text{місц}} = \Sigma \xi \frac{V^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	5,55	4,35	9,7	0,84	0,0003
15	Витрати напору через тертя, м.вод.ст	$H_{\text{тер}} = \lambda \frac{l V^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	0,580	1,261	5,349	14,05	0,0003
16	Сумарні втрати напору на ділянці, м.вод.ст.	H _{сум} =H _{тер} +H _{ст} +H _{місц}	6,13	22,02	47,34	14,89	0,0006
16	Втрати напору, при номінальній подачі, м.вод.ст.	90,375					

Порівняємо втрати тиску на обох ділянках: $H_{\text{гор}} > H_{\text{вер}}$

$$92,64 > 90,375$$

Отже для подальшої побудови характеристики системи доцільно використовувати значення на горизонтальній ділянці, адже саме на ній найбільші втрати тиску.

Гідравлічний розрахунок при подачі 80%

Табл.5.7 – результати гідравлічного розрахунку трубопроводу при подачі 80% на горизонтальній ділянці .

№	Параметри	Розрахункова формула	Ділянка				
			1-2	2-3	3-4	4-5	5-6
1	Подача, м ³ /с	Q	0,234	0,234	0,032	0,016	0,0053
2	Температура, °C	T	20				
3	Густина води, кг/м ³	ρ	1025				
4	Кінематична в'язкість, м ² /с	ν	0,000004				
5	Діаметр труби, м	d	0,4	0,35	0,125	0,10	0,50
6	Довжина вертикальної ділянки, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	0	16,33	0	0	0
7	Статична складова напору, м.вод.ст	$H_{ст} = \Delta z \rho g 10^{-4}$	0	16,41	0	0	0
8	Довжина ділянки, м	l	48,5	54,07	22,6	86,2	24,5
9	Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,0001				
10	Уточнення швидкості, м/с	$V = \frac{4Q}{\pi d^2}$	1,87	2,44	2,61	2,04	0,027
11	Число Рейнольдса	$Re = Vd/\nu$	186836,5	213527,4	81528,7	50955,4	3397
12	Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,017	0,017	0,022	0,196	0,156
13	Коефіцієнти місцевих опорів	$\Sigma \xi$	19,46	8,94	5,5	5,98	4,98
14	Місцеві втрати напору, м.вод.ст	$H_{місц} = \Sigma \xi \frac{V^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	3,55	2,78	1,95	1,3	0,0002
15	Витрати напору через тертя, м.вод.ст	$H_{тер} = \lambda \frac{l V^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	0,383	0,83	1,425	36,63	0,0003
16	Сумарні втрати напору на ділянці, м.вод.ст.	$H_{сум} = H_{тер} + H_{ст} + H_{місц}$	3,936	20,02	3,382	37,93	0,0005
16	Втрати напору при номінальній подачі, м.вод.ст.						

Гідравлічний розрахунок при подачі 120%

Табл.5.8 – результати гідравлічного розрахунку трубопроводу при подачі 120% на горизонтальній ділянці

№	Параметр	Розрахункова формула	Ділянка				
			1-2	2-3	3-4	4-5	5-6
1	Подача, м ³ /с	Q	0,352	0,352	0,048	0,024	0,008
2	Температура, °С	T	20				
3	Густина води, кг/м ³	ρ	1025				
4	Кінематична в'язкість, м ² /с	ν	0,000004				
5	Діаметр труби, м	d	0,4	0,35	0,125	0,10	0,50
6	Довжина вертикальної ділянки, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	0	16,33	0	0	0
7	Статична складова напору, м.вод.ст	$H_{ст} = \Delta z \rho g 10^{-4}$	0	16,41	0	0	0
8	Довжина ділянки, м	l	48,5	54,07	22,6	86,2	24,5
9	Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,0001				
10	Уточнення швидкості, м/с	$V = \frac{4Q}{\pi d^2}$	2,8	3,66	3,91	3,06	0,04
11	Число Рейнольдса	$Re = Vd/\nu$	280254,7	320291,2	122293	76433,1	5095,5
12	Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,016	0,016	0,021	0,196	0,156
13	Коефіцієнти місцевих опорів	$\Sigma \xi$	19,46	8,94	5,5	5,98	4,98
14	Місцеві втрати напору, м.вод.ст	$H_{місц} = \Sigma \xi \frac{V^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	7,99	6,26	4,4	2,92	0,0004
15	Витрати напору через тертя, м.вод.ст	$H_{тер} = \lambda \frac{l V^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	0,816	1,779	3,06	82,42	0,0007
16	Сумарні втрати напору на ділянці, м.вод.ст.	$H_{сум} = H_{тер} + H_{ст} + H_{місц}$	8,81	24,45	7,464	85,34	0,0011
16	Втрати напору при номінальній подачі, м.вод.ст.	$\Sigma \xi$	126,065				

Підбір насосу. Побудова суміщеної характеристики трубопроводу та нагнітача.

Враховуючи наявні втрати в системі було обрано насос моделі Pentair Aurora Horizontal Split Case Electric Drive Fire Pump 400-900 Series (рис.5.4) з подачею 5000 GPM. [21]

					БР.6.135.4211.03.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		95

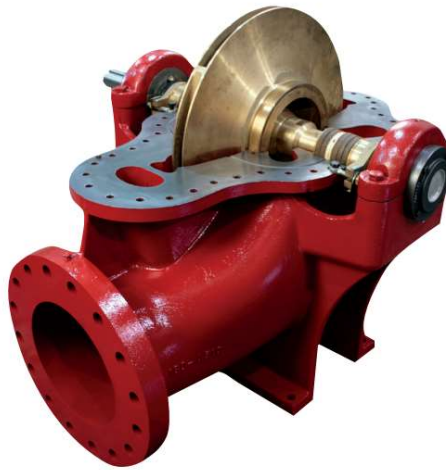


Рис.5.4 – Пожежний насос Pentair Aurora Horizontal Split Case Electric Drive Fire Pump 400-900 Series.

Основні характеристики підбраного насосу:

- Продуктивність: 1135 м³/год;
- Напір: 110 м вод. ст.;
- Частота обертання: 1480 об/хв. [21]

Робочі характеристики наосу та системи наведено на граф.1:

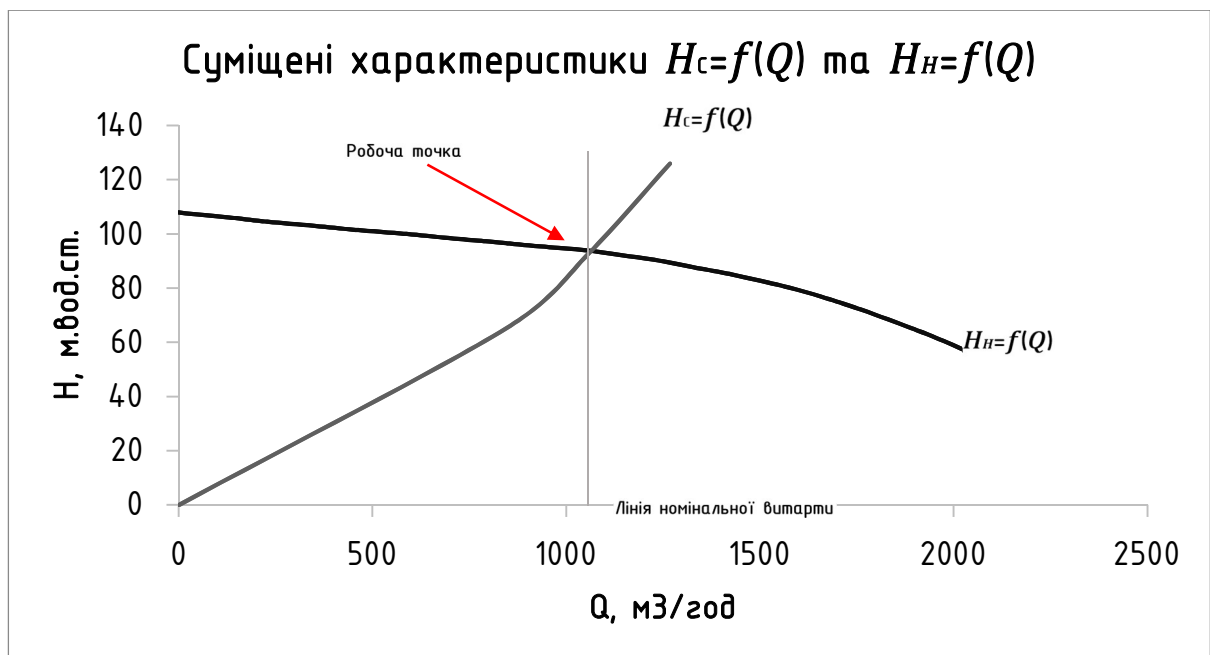


Рис.5.5 – Суміщені робочі характеристики насосу та системи

Розрахунок теплових втрат і необхідної товщини ізоляції трубопроводу, компенсацію теплових деформацій.

Температура робочого середовища пожежної системи знаходиться в межах від +20°C до +60°C. Оскільки транспортується морська вода, розрахунок на

компенсацію теплових деформацій та визначення ізоляції не є необхідними. [22]

5.3. Комплектація системи основним обладнанням розрахунок на міцність трубопроводу

Арматура, ізоляція, шляхові з'єднання, опори та їх матеріали відіграють ключову роль у забезпеченні стабільності роботи системи в умовах морського середовища, впливу високих температур та потенційних механічних навантажень. Важливість правильного вибору компонентів полягає не лише у їхній фізичній стійкості, але й у відповідності стандартам, що гарантує безпеку екіпажу та вантажу.

Розрахунок трубопроводу на міцність

Товщина стінок сталевих труб, що працюють під внутрішнім тиском, повинна відповідати більшому значенню, що визначається за формулою:

$$S = \frac{\frac{d_3 \cdot p}{2 \cdot \sigma \cdot \varphi} + b + c}{1 - \frac{a}{100}},$$

де d_3 – зовнішній діаметр труби, при внутрішньому діаметрі $d_{\text{вн}} = 0,4$ м приймаємо 0,426 м; p – максимальний розрахунковий тиск, приймаємо максимальний робочий тиск в системі 1,62 МПа; φ – коефіцієнт міцності, для труби приймається 1; σ – нормальна допустима напружка на розтягнення, для труб з вуглецевої сталі (Сталь 20) з температурою середовища до 300 °С приймається 145 МПа; c – надбавка на корозію, приймається 2 мм; a – мінусовий виробничий допуск на товщину труби, приймається 12,5%; b – надбавка, що враховує фактичне стоншування труби при згині, визначається за формулою:

$$b = 0,4 \cdot \frac{d_3 \cdot p}{2 \cdot \sigma \cdot \varphi + p} \cdot \frac{d_3}{R},$$

Де $R = 2,5 \cdot d_3$, тоді:

$$b = 0,4 \cdot \frac{d_3 \cdot p}{2 \cdot \sigma \cdot \varphi + p} \cdot \frac{1}{2,5} = 0,4 \cdot \frac{0,426 \cdot 1,62}{2 \cdot 145 \cdot 1 + 1,62} \cdot \frac{1}{2,5} = 0,00037 \text{ м}$$

$$S = \frac{\frac{d_3 \cdot p}{2 \cdot \sigma \cdot \varphi} + b + c}{1 - \frac{a}{100}} = \frac{\frac{0,426 \cdot 1,62}{2 \cdot 145 \cdot 1} + 0,00037 + 0,002}{1 - \frac{12,5}{100}} = 0,00543 \text{ м}$$

					БР.6.135.4211.03.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		97

Наявна товщина стінки труби складає: $\frac{d_3 - d_{\text{вн}}}{2} = \frac{0,426 - 0,4}{2} = 0,013$ м. Таким чином наявна товщина стінки більше ніж у два рази перевищує мінімально допустиме значення. [22]

Типи з'єднань пожежних трубопроводів

Фланцеві з'єднання - Найбільш поширені у головних магістралях пожежного трубопроводу. Повинні відповідати стандартам ISO 7005, EN 1092 або аналогічним. Вимагається використання вогнетривких прокладок (не підтримують горіння). Різьбові з'єднання. Допускаються для труб малого діаметра (зазвичай до 50 мм). Обмежено застосовуються — переважно в допоміжних лініях або у приміщеннях.

Зварні з'єднання. Застосовуються на сталевих трубах у постійних, недоступних для обслуговування ділянках. Повинні відповідати вимогам до морських суден (в тому числі ISO 15614, EN 288).

Прес-фітингові з'єднання (Press-fit) Дозволяються для труб з нержавіючої сталі. Повинні бути сертифіковані для морського застосування, з прокладками, що витримують тиск і температуру згідно з FSS Code.

Швидкороз'ємні камлоки. Використовуються для гідрантів та з'єднання шлангів. Повинні бути виготовлені з латуні, бронзи або нержавіючої сталі з антикорозійним покриттям. [7,19,20]

Водозабірне устаткування

Для приймання морської води на борт судна застосовуються бортові кінгстони з ґратами, для запобігання потрапляння сторонніх предметів до системи.

Підбір арматури

Вимоги до запірної арматури встановлюються в FSS Code та РСУ:

- Запірні клапани — повинні бути розташовані на початку і кінці кожної зони трубопроводу.
- Зворотні клапани — у місцях з ризиком зворотного тиску (після насосів).
- Регулювальні клапани — допускаються лише у неосновних лініях.

Матеріали: бронза, латунь, нержавіюча сталь. Арматура з чавуну не

					БР.6.135.4211.03.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		98

дозволяється через крихкість. [7,19,20]

Пожежні гідранти розташовуються в доступних для оперування місцях на відстані 1,2м над палубою чи настилом. Поруч завжди обладнано комірку з пожежним шлангом.

Кріплення, підвіски та опори труб

Повинні бути вогнестійкими, виготовлені з металу, стійкого до корозії. Закріплюють труби через кожні 1,5–2 метри (залежно від діаметру). У машинних відділеннях та житлових приміщеннях — ізолюються спеціальними негорючими матеріалами.

Опори на відкритій палубі повинні мати антикорозійне покриття (гальванізація, епоксидна фарба). Допускається використання регульованих опор для компенсації температурного розширення труб. Для довгих трубопроводів передбачено гнучкі вставки або компенсатори розширення, особливо на палубах. [7,19,20]

Висновки до п'ятого розділу

1. В цьому розділі було спроектовано можливий варіант системи водяного пожежогасіння для контейнеровозу НММ Nuri. При проектуванні та розрахунах було взято до уваги вимоги найоголвніших нормативних документів, а саме: PCY, SOLAS та FSS Code.

2. В ході роботи був підібраний нагнітач Pentair Aurora Horizontal Split Case Electric Drive Fire Pump 900 Series (Подача: 1135 м³/год, макс. напір: 110 м вод. ст), який відповідає вимогам спрєктованої системи та проведений гідравлічний розрахунок, кінцевим результатом якого є графік з двома криволінійнимим характеристиками $H_C=f(Q)$ та $H_H=f(Q)$. Пересічення кривих дає робочу точку, яка майже відповідає значенню номінальної витрати в трубопроводі, тож можна зробити висновки, що підібраний насос відповідає вимогам системи навіть з невеликим запасом, тож працюватиме ефективно.

3. Трубопровід діаметром 40 мм перевірено на міцність, умови виконано.

					БР.6.135.4211.03.05.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		99

					КБР.6.135.4211.03.06.ПЗ							
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
					Охорона праці в машинному відділені судна				Літ.	Арк.	Аркушів	
Студент		Дратман С.С.										
									НУК			
Керівник		Кузнецова С.А.										

РОЗДІЛ 6 Охорона праці у машинному відділенні судна

Машинне відділення – критично важлива частина судна надійність і безпека його функціонування регламентується комплексом міжнародних та національних норм. Ключовими міжнародними документами є Конвенція SOLAS (SOLAS, 2020), яка визначає вимоги до пожежозахисту, аварійного електропостачання й вентиляції, та Кодекс протипожежної безпеки FSS. Вони доповнюються нормами Правилами класифікації та побудови морських суден PCY, зокрема томами 3 і 4, що охоплюють вимоги до механічних установок, пожежогасіння, автоматизації та електропостачання та вентиляції. [7,19,20]

Загальні вимоги до машинних приміщень формуються з метою забезпечення безпечної експлуатації основних і допоміжних механізмів, а також захисту екіпажу від потенційних небезпек. Основою таких вимог є положення частини VII «Механічні установки» та частини VIII «Системи і трубопроводи» Правил класифікації та побудови морських суден PCY. [7]

Організація простору і розміщення механізмів.

Машинне відділення є одним із найбільш пожежонебезпечних та експлуатаційно важких приміщень на судні. Тут зосереджені головні і допоміжні енергетичні установки, витратні цистерни паливних систем, трубопроводи пари під тиском та високовольтне електрообладнання включаючи елементи автоматики. Тому проєктування і облаштування машинного відділення повинно передбачати комплекс заходів для запобігання аваріям, пожежам, витокам, а також забезпечення безпечних умов праці персоналу.

З метою захисту обслуговуючого персоналу рухомі частини механізмів, агрегатів, обладнання та приводів, які становлять загрозу повинні бути загорожені поручнями чи кожухами. Також встановлюються вимоги до запобігання екстремальних розширень і подальших вибухів у цистернах та розширюючих бачках а також картерах двигунів внутрішнього згоряння за допомогою спеціальних запобіжних клапанів. [7]

Машинні приміщення мають робочі майданчики з проходи або проміжні палуби на декількох рівнях. У такому випадку, обов'язковим є передбачення

захищених евакуаційних виходів на рівнях, вище найнижчого, повинні бути передбачені протипожежні гідрозапірні двері. [7]

Протипожежні системи

Приміщення категорії А повинні бути обладнані системами виявлення і пожежогасіння, а також вентиляційними пристроями, які можуть бути ізольовані.

Особлива увага приділяється системам автоматичного відключення подачі палива в разі займання. Подача газу до ГТД повинна автоматично припинятися при досягненні концентрації газу в машинному відділенні 60% від нижньої межі займання.

Вуглекислотна система пожежогасіння (CO₂-система) є однією з найпоширеніших і найефективніших систем, що використовуються у машинних відділеннях суден. Вона призначена для швидкого подавлення пожежі шляхом витіснення кисню з повітря, що призводить до припинення процесу горіння. Система складається з балонів, наповнених стисненим вуглекислим газом, трубопроводів, форсунок, а також пускових і контрольних механізмів. У разі пожежі система активується вручну або автоматично, попередньо блокується вентиляція і герметизується відділення, після чого вивільняється необхідна кількість CO₂ для досягнення гасильної концентрації. Основними перевагами такої системи є висока ефективність, відсутність пошкоджень для обладнання та відсутність залишків після застосування. Вона повністю відповідає вимогам Міжнародної конвенції SOLAS-74 щодо безпеки на морі та є обов'язковою для суден із машинними приміщеннями категорії "А". [7,19]

Осушувальні та вентиляційні системи.

За всіх нормальних умов експлуатації судна вентиляція машинних приміщень повинна бути достатньою для запобігання скупченню випарів нафтопродуктів. [7]

Машинне і котельне відділення повинні мати на кожному борту біля перегородок два приймальні відростки, один з яких необхідно приєднувати безпосередньо до незалежного осушувального насоса. Трубопроводи безпосереднього осушення повинні бути відокремлені від інших трубопроводів системи а відповідна арматура опломбована.

					КБР.6.135.4211.03.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		102

Вентиляція машинних приміщень категорії А повинна забезпечувати достатній приплив повітря, необхідний для роботи з повною потужністю механізмів і котлів, а також для безпеки і зручності обслуговуючого персоналу.

Крім того, вентиляція повинна забезпечити видалення газів, що важчі за повітря, з нижніх районів цих приміщень. [7]

Системи подачі палива

Паливні системи є однією з найбільш потенційно небезпечних частин машинного відділення, і до них пред'являються суворі вимоги щодо конструкції, герметичності та контролю. Паливні трубопроводи, як правило, повинні бути відділені від трубопроводів інших систем.

Під час монтажу трубопроводів рідкого палива з температурою спалаху менше 60°C повинні застосовуватися зварні з'єднання, при цьому кількість роз'ємних з'єднань повинна бути зведена до мінімуму. Обладнання паливної системи повинне забезпечувати підведення палива, належним чином підготовленого і очищеного для головних і допоміжних двигунів. [7]

Системи електропостачання судна

В межах машинного відділення, мають забезпечувати надійне живлення всіх критичних механізмів, систем безпеки та управління. Окрема увага приділяється аварійному електропостачанню, яке має підтримувати функціонування обладнання у разі відмови основної енергосистеми.

На кожному судні повинне бути встановлене автономне аварійне джерело електричної енергії. Потужність аварійного джерела повинна бути достатньою для живлення всіх споживачів, одночасна робота яких потрібна для безпеки плавання у випадку аварії. [7]

Як аварійне джерело може застосовуватися генератор або акумуляторна батарея. Водночас, при автоматизації електростанцій судна передбачено: дистанційний пуск і зупинка приводних механізмів генераторів із центрального поста керування; дистанційна синхронізація, підключення і розподіл навантаження.

Контроль вібрацій

Даний захід є важливою складовою системи моніторингу технічного стану механізмів у машинному відділенні. Надмірні або нестабільні вібрації можуть свідчити про знос, дисбаланс, ослаблення з'єднань або навіть пошкодження обертових елементів. Виявлення відхилень на ранніх етапах дозволяє уникнути аварійних ситуацій.

Особливо шкідливим є вплив вібрації у межах 4–8 Гц, оскільки вони резонують з фізіологічними коливаннями внутрішніх органів. Постійна дія таких навантажень здатна призвести до хронічних захворювань. Крім того, вібрація негативно впливає на якість сну екіпажу, що погіршує загальний психофізіологічний стан людини, знижує стійкість до стресу та підвищує ризик професійних помилок. Тому боротьба з вібраціями на судні є важливою частиною забезпечення безпеки праці та життєдіяльності екіпажу. [7]

Висновки до шостого розділу

1. Машинне відділення потенційно є одним з найнебезпечніших приміщень на судні враховуючи наявність важких великогабаритних механізмів з рухомими елементами, посудин під тиском та займистих речовин, тому саме в МВ необхідно здійснювати ряд найжорсткіших вимог до безпеки навіть на етапі проектування для забезпечення безпечної праці екіпажу.

2. Заходи з безпеки розробляються згідно діючим міжнародним та внутрішнім стандартам, а в процесі технічної експлуатації потребують строгого дотримання цих норм.

3. Розглянуто пожежну безпеку у МВ, обумовлено використання системи вуглекислотного пожежогасіння, розглянуті питання розташування евакуаційних виходів.

ВИСНОВКИ

1. НММ Nuri побудоване у 2021 році тож має сучасну енергетичну установку яка відповідає вимогам проте для зменшення викидів NOx на ГД, який продукує велику кількість вихлопних газів завдячуючи великому коефіцієнту надлишку повітря, порівняно з двигунами дизель-генераторів та котлом, доцільним є встановлення перед турбокомпресором системи HPSCR або застосування системи рециркуляції вихідних газів.

2. Для підвищення ефективності установки пропонується заміна допоміжного котла на комбінований.

3. Контейнеровоз має СЕС з високою електропродуктивністю, складом з чотирьох ДГ електричною потужністю два по 4320 кВт та два по 3360 кВт, що обумовлене наявністю 1200 комірок під контейнери з рефрижерацією, можливо доцільним є доукомплектування СЕС валогенератором, що потенційно може зменшити затрати палива на ходовому режимі для генерування електрики.

4. Поліпшення ККД пропульсивного комплексу можливе за рахунок застосування спрямовуючих насадок на гвинт та застосування кайту у носовій частині судна, який не заважатиме вантажним операціям.

5. Усі наведені пропозиції щодо модифікації СЕУ контейнеровозу є високовартісними і в разі застосування ускладнюють експлуатацію СЕУ, тому необхідно обґрунтувати доцільність змін та провести розрахунки надійності і запасу ресурсу роботи установки у цілому.

					КБР.6.135.4211.03.В.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		105

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Significant Ships of 2021 URL:
https://www.rina.org.uk/significant_ships_2021.html.
2. Горбов В.М. Основи суднової енергетики: збірник практичних занять / В.М.Горбов, І.П.Єсін, В.С.Мітенкова – Миколаїв: НУК, 2018. – 244с
3. Горбов В.М. Енциклопедія суднової енергетики: підручник/ В.М.Горбов. – Миколаїв: НУК, 2010. – 624 с
4. Vessel Finder: офіційний сайт. URL:
<https://www.vesselfinder.com/vessels/details/9869162> (дата звернення: 10.10.2024).
5. MAN Energy Solutions. G95ME-C10.5 Project Guide : technical documentation. Rev. 1.0. Copenhagen : MAN Energy Solutions, 2025. 748 p. Document No. 7020-0260-11ppr.
6. Himsen Engine H32/40 Marine & Stationary Application A02-113-01 : catalog. Hyundai Heavy Industries, Dec. 2011. 52 p.
7. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови морських суден. Том 3. Київ : РСУ, 2021. 336 с.
8. Артемов Г. А., Горбов В. М. Суднові енергетичні установки : навч. посіб. Миколаїв : УДМТУ, 2002. 356 с.
9. Горбов В. М., Єсін І. П., Мітенкова В. С. Основи суднової енергетики: зб. практич. завдань. Миколаїв : НУК, 2018. 244 с.
10. Єпіфанов О. А. Конструкції суднових котлів : навч. посіб. Миколаїв : НУК, 2016. 198 с.
11. Alfa Laval. JWP Single Stage Freshwater Generator офіційний сайт. URL: <https://www.alfalaval.us/products/process-solutions/fresh-water-solutions/single-stage-freshwater-generator/jwp-single-stage-freshwater-generator>
12. MAN Energy Solutions. CEAS Engine Data Report. 9G95ME-C10.5 HL офіційний сайт. URL: <https://www.man-es.com/marine/products/planning-tools-and-downloads/ceas-engine-calculations>
13. Наливайко В. С., Тимошевський Б. Г., Ткаченко С. Г. Суднові двигуни внутрішнього згоряння : підручник. Миколаїв : видавець Торубара В. В., 2015. 332 с.

					КБР.6.135.4211.03.Д.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		106

14. Подушко Л.О. Теплофізичні властивості води і водяної пари. Довідкові матеріали. Навчальний посібник / Л.О. Подушко, Л.О.Синенко . – К. КЕФК, 2022. – 32 с.
15. Alfa Laval. Marine Product Range Oil-/Gas-Fired Steam & Hot-Water Boilers : офіційний сайт. URL: <https://www.alfalaval.com> (дата звернення: 28.05.2024).
16. MAN Energy Solutions. Two-Stroke Fuel Oil Engines : офіційний сайт. URL: <https://www.man-es.com/marine/products/two-stroke-engines/two-stroke-fuel-oil-engines> (дата звернення: 26.05.2025).
17. Єпіфанов О.А. Тепловий розрахунок судових котлів: Навчальний посібник / О.А. Єпіфанов – Миколаїв: НУК, 2024.– 198 с.
18. Kangrim Heavy Industries Co., Ltd. Kangrim Boiler Plant Catalogs : офіційний сайт. URL: <http://www.kangrim.com/sub/marine01.php> (дата звернення: 28.05.2024).
19. Consolidated text of the International Convention for the Safety of Life at Sea, 1974, and its Protocol of 1988 : articles, annexes and certificates : incorporating all amendments in effect from 1 January 2020. London : IMO, 2020. 508 p.
20. FSS Code – International Code for Fire Safety Systems. 2007 Edition. Resolution MSC.98(73). London : IMO, 2007. 178 p.
21. PENTAIR AURORA® SPLIT CASE FIRE PUMPS 400 - 900 SERIES: офіційний сайт. URL: https://www.pentair.com/en-us/flow/aurora-brand-page/aurora-products/aurora-horizontal-split-case-electric-drive-fire-pump-series-912.html?queryID=e9477585f9a2142d720be0c84af62cf6&objectID=https://www.pentair.com/en-us/flow/aurora-brand-page/aurora-products/aurora-horizontal-split-case-electric-drive-fire-pump-series-912.html&indexName=prod_pentair_products (дата звернення: 26.05.2025).
22. Мітенкова В. С. Методичні вказівки до вивчення дисципліни «Загальносуднові системи» для студентів заочної форми навчання / В. С. Мітенкова. Миколаїв : НУК, 2013. 56 с.