

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 газовозу GAS GABRIELA
Power plant of the LPG carrier GAS GABRIELA

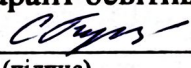
Виконав: студент 4217зст групи
Топор О.В.
(підпис) (фамілія ініціали)

Керівник роботи:
викладач
(посада, науковий ступень вчене звання)
Коробейнікова Н.В.
(підпис) (фамілія ініціали)

Миколаїв – 2025 р.

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

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

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

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

Студенту Топору Олександр Вікторовичу
(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Енергетична установка газозову GAS GABRIELA
Power plant of the LPG carrier GAS GABRIELA

Керівник роботи викладач Коробейнікова Н.В.

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

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

3. Вихідні дані по роботі: данні по судну газовозу GAS GABRIELA

Головні розміри: $L = 229,98$ м, $B = 32,25$ м, $T = 23,75$ м; дедвейт 53779,9 т;
швидкість ходу 16,9 вуз, склад СЕУ: 1ГД – валопровід - 1ГФК, №ДГ, КК, ОУ

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

Розділ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки (ЕУ)

1.1 Загальні відомості про судно

1.2 Основні характеристики

1.3 Морехідні якості

1.4 Загальна характеристика суднової енергетичної установки (СЕУ)

Розділ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки

2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки

2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки

2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи

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

3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна.

3.2 Системи головного двигуна

3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

3.4 Побудова індикаторної діаграми

Розділ 4 Розрахунок характеристик суднового котла (СК) Kangrim PC 06

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) спринклерної

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

Вступ

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. Компоновальне 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 6G60ME-C9.5		
4	Розрахунок характеристик СК Kangrim PC 06		
5	Визначення характеристик ЗСС спринклерної		
6	Охорона праці у (МВ)судна		

Завдання прийняв до виконання студент


Підпис

Топор О.В.

ПІБ

Керівник роботи


Підпис

Коробейнікова Н.В.

ПІБ

GAS GABRIELA – LPG carrier



Shipbuilder:Hyundai Heavy Industry Co., Ltd
Vessel's name:Gas Gabriela
Owner/Operator:KSS Line Ltd
Country:Republic of Korea
Designer:Hyundai Heavy Industry Co., Ltd
Country:Republic of Korea
Flag:Panama
IMO number:9887451
Total number of sister ships already completed (excluding ship presented):4
Total number of sister ships still on order: 0

Built by Hyundai Heavy Industries for Korean operator KSS Line, *Gas Gabriela* is an 84,000m³ capacity VLGC that was delivered in January 2021 directly into a long-term charter with Spanish energy trader Vilma Oil.

The vessel is the first in a series of six ships, four sisters were delivered later in 2021 – *Gas Ares* (February), *Gas Gala* (March), *Gas Barbarossa* (April) and *Gas Ghazi* (October). The final vessel in the series hasn't yet been named but is scheduled for delivery in July 2022.

the VLGC segment is one which has seen rapid vessel size growth over the last few years with records for the largest expected to tumble regularly. *Gas Gabriela* is not the largest in the segment by some distance but because of its 32.25m beam, can claim the title of being the largest capacity vessel able to use both the old and new Panama Canal lock systems.

Most of the vessels of similar capacity have been designed only to use the new locks and can, according to KSS, suffer delays as a consequence. Most vessels which can use the old locks have a capacity of 75,000m³ to 80,000m³ and therefore the 84,000m³ capacity of *Gas Gabriela* allows for 5% more cargo to be carried.

In most other respects, *Gas Gabriela* is typical of the type and has a length of 229.98m and a scantling draught of 12.1m. The main engine is a MAN B&W 6G60ME-C9.5-HPSCR outputting 12,253kW and driving a directly coupled 7.2m diameter propeller. The HPSCR suffix indicating the vessel has a high pressure selective catalytic reduction system for controlling NOx. A Hyundai open loop scrubber ensures compliance with SOx rules.

The higher cargo capacity also permits the vessel to comfortably meet EEDI requirements with an attained rating of 5.72 against a required rating of 7.02.

TECHNICAL PARTICULARS

Length oa:229.98m
Length bp:223.45m
Breadth moulded:32.25m
Depth moulded
to main deck:23.75m

to upper deck:23.75m
to other decks:18.50m (mooring deck)
Width of double skin
side:1.695m
bottom:1.85m
Draught
scantling:12.1m
design:11.7m
Gross:48,858t
Deadweight
scantling:53,779.9t
design:51,106.9t
Speed, service (–%MCR output):16.9knots
Cargo capacity (m³)
Liquid volume:84,021.3
Bunkers (m³)
Heavy oil:2,167.8
Diesel oil:233.6
Water ballast (m³):21,661.5
Daily fuel consumption (tonnes/day)
Main engine only:39.7

Classification society and notations:KR
+ KRS 1, Liquefied Gas Carrier, 2G 1A(R)/ 0.28
bar, –52°C, 0.61SG(IGC), IWS, SeaTrust(HCM,
DSA1, FSA1), PSPC, LI, +KRM1-UMA,
Reliquefaction, BWT, STCM, LG, CLEAN1,
IHM, IGS, EEAS-SCR, EEAS-EGC-O

Propulsion
Main engine(s)
Design:Hyundai-MAN B&W
Model:6G60ME-C9.5-HPSCR
Manufacturer:Hyundai-MAN B&W
Number:1
Type of fuel:HFO, ULSFO, MGO
Output of each engine:12,253kW
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:7.2m
Speed:93.2rpm
Diesel-driven alternators
Number:3
Engine make/type:HiMSEN, 6H21/32
Type of fuel:HFO, ULSFO, MGO
Alternator make/type:Hyundai Electric /
HFC7 564-08P

Output/speed of each set:Diesel Engine:
1,320kW / Alternator: 1,200kW
Exhaust-gas scrubbing equipment
Manufacturer:Hyundai Power System
Type:Open Loop Wet Scrubber
On main engines?:Yes (Up to 85% of MCR)
On auxiliary engines?:Yes (Up to 90% of MCR
for 2 Sets with M/E simultaneous operation)
Boilers
Number:1
Type:Composite boiler
Make:Kangrim
Output, each boiler:3,000 / 1,000kg/hr
Steam generation (Oil-fired / Exh-gas)
Stern appendages/special rudders:Hi-PSD
and Hi-Rudder with bulb

Deck machinery
Cargo cranes/cargo gear
Number:1
Make:Oriental
Type:Electro-hydraulic
Performance:SWL 5t, Working radius
Max. 25m ~ min. 5.2m

Other cranes
Number:2
Make:Oriental
Type:Electro-hydraulic
Tasks:Provision crane

Mooring equipment
Number:8
Make:Flutek Ltd
Type:Hydraulic

Special lifesaving equipment
Number of each and capacity:1 x Life boat
(26 persons)
Make:Norsafe
Type:Free-fall type

Cargo tanks
Number:4 (No.1–4)
Grades of cargo carried:2
Product range:Commercial Butane, Pure
Propane, Commercial Propane, Mixture of
Propane and Butane in any proportion,
Propylene

Coated tanks – make and type of coating:
Low Temperature Steel
Structure:Low Temperature Steel,
Piping, ASTM A312 Gr 304L

Cargo pumps
Number:8
Type:Vertical Deepwell Pump
Make:Wärtsilä Svanehoj
Stainless steel:Acid resistant steel, AISI 316
Capacity (each):600m³/h

Cargo control system
Make:Kongsberg Maritime AS
Type:K-Chief 600

Ballast control system
Make:Hanla IMS
Type:Hydraulic actuators for valves

Ballast water treatment system
Make:HiBallast
Capacity:Electrolysis Unit - 2,000m³/h
x 1 / Filter Unit - 1,000m³/h x 2

Complement
Officers:13
Crew:12
Supernumeraries/Spare:1
Suez/Repair Crew:6

Navigation and other equipment
Bridge control system
Make:Tokyo Keiki
Type:PR-9340A-DW-SS2

Is bridge fitted for one-man operation?:N
Integrated bridge system:N
Radars
Number:2
Make:JRC
Model(s):JMR-9282-S(S-Band 1 set) &
JMR-9225-6X(X-Band 1 set)

Fire detection system
Make:Autronica
Type:UENO24/63-1

Fire extinguishing systems
Cargo holds:Dry powder
Make/Type:NK Co., Ltd
Engine room:CO₂ fire extinguishing
Make/Type:NK Co., Ltd

Waste disposal plant
Incinerator
Make:Hyundai Marine Machinery Co., Ltd
Model:MAXI T50 SL WS

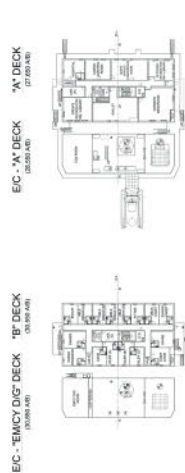
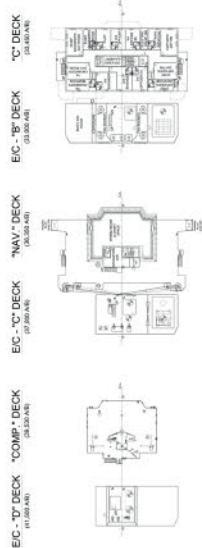
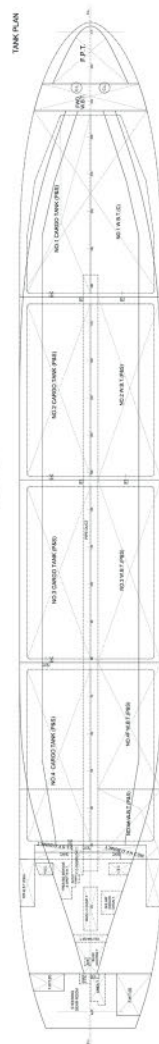
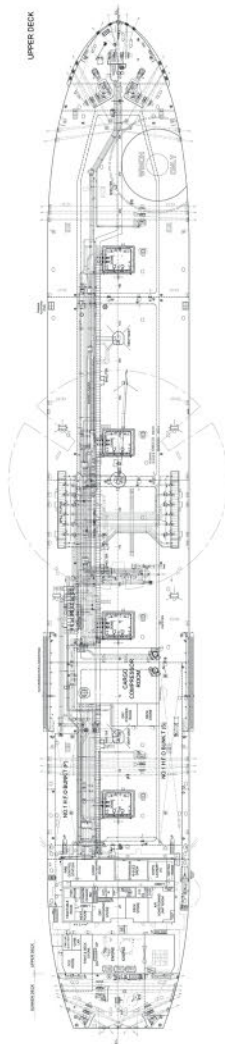
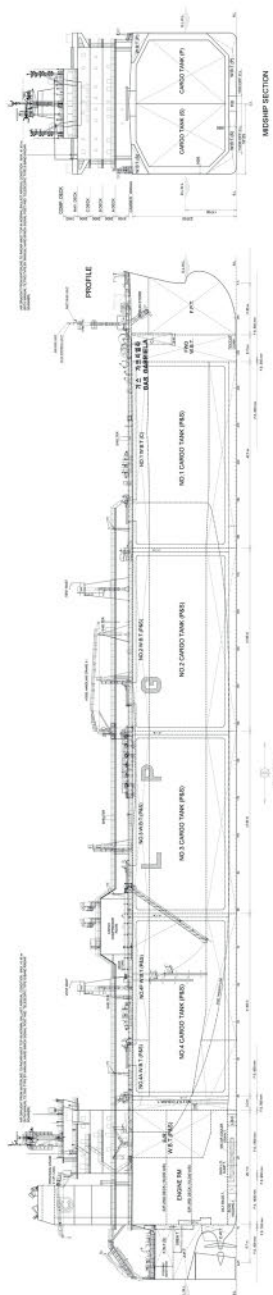
Waste compactor
Sewage plant
Make:IL-Seung Co., Ltd / Model: ISB-02

Efficiency
Attained EEDI value:5.72
Required EEDI value:7.02

Energy Saving Technologies:Hi-PSD and
Hi-Rudder with bulb
Hull coatings:Nippon Paint Marine
antifouling paint

Performance Monitoring Regime:Hyundai-ISS

Contract date:22 May 2019
Launch/float-out date:23 October 2020
Delivery date:18 January 2021



АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі виконано розрахунок енергетичної установки газовозу Gas Gabriella, визначено ефективність її роботи на різних режимах роботи, визначено основні параметри головного двигуна Hyundai-MAN 6G60ME-C9-HPSCR, розраховано характеристики комбінованого котла Kangrim PC 06, спроектована спринклерна система пожежогасіння, визначено характеристики потенційних небезпек і шкідливостей у машинному відділенні, розроблено рекомендації щодо засобів гасіння пожеж та дій екіпажу у разі їх виникнення.

Графічна частина роботи складається з 5 креслень: структурні схеми СЕУ, діаграми потоків теплоти, двигун Hyundai-MAN 6G60ME-C9-HPSCR, котел Kangrim PC 06, спринклерна система пожежогасіння газовозу Gas Gabriella. Кваліфікаційна робота викладена на 104 сторінках, 23 рисунків, 10 таблиць. Список використаної літератури становить 20 джерел.

Ключові слова: суднова енергетика, енергетичні установки, газовоз, вторинні енергоресурси, малооборотний двигун, судновий котел, суднові системи

ABSTRACT

The qualification work includes a calculation of the power plant of the gas carrier Gas Gabriella, determination of its efficiency in various operating modes, determination of the main parameters of the Hyundai-MAN 6G60ME-C9-HPSCR main engine, calculation of the characteristics of the Kangrim PC 06 combined boiler, design of a sprinkler fire extinguishing system, determination of the characteristics of potential hazards and hazards in the engine room, development of recommendations for fire extinguishing equipment and crew actions in the event of their occurrence.

The graphic part of the work consists of 5 drawings: structural diagrams of the power plant, heat flow diagrams, Hyundai-MAN 6G60ME-C9-HPSCR engine, Kangrim PC 06 boiler, sprinkler fire extinguishing system of the gas carrier Gas Gabriella. The qualification work is presented on 104 pages, 23 figures, 10 tables. The list of used literature consists of 20 sources.

Keywords: ship energy, power plants, gas carrier, secondary energy resources, low-speed engine, ship boiler, ship systems

					КРБ.6.135.4217зсм.02.А.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		3

ЗМІСТ

	Стор.
Прийняті скорочення	6
Вступ	7
Розділ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки (ЕУ)	8
1.1 Загальні відомості про судно	9
1.2 Основні характеристики	10
1.3 Морехідні якості	15
1.4 Загальна характеристика суднової енергетичної установки (СЕУ)	17
Розділ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки	20
2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки	21
2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки	27
2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки	27
2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи	28
Розділ 3 Визначення параметрів суднового двигуна MAN 6G60ME-C9.5	36
3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна.	37
3.2 Системи головного двигуна	46
3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна	47
3.4 Побудова індикаторної діаграми	53
Розділ 4 Розрахунок характеристик суднового котла Kangrim PC 06	56
4.1 Загальний устрій котла	57
4.2 Вибір компоувальної схеми котла	57
4.3 Розрахунок процесу горіння	58
4.4 Тепловий баланс котла	64
4.5 Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь	67
Розділ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи спринклерної	77
5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми	78
5.2 Гідравлічний розрахунок системи	82
5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу	88

					КРБ.6.135.4217зсм.02.3.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

Розділ 6 Охорона праці у машинному відділенні судна	94
6.1 Джерела шуму і вібрації на судні та засоби їх зниження	95
6.2 Засоби гасіння пожежі та дії екіпажу у разі її виникнення	96
Висновки	102
Список використаних джерел	103

					КРБ.6.135.4217зст.02.3.ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ПРИЙНЯТІ СКОРОЧЕННЯ

АДГ – аварійний дизель-генератор;

ГД – головний двигун;

ГРЩ – головний розподільний щит;

ГФК – гвинт фіксованого кроку;

ДГ – дизель-генератор;

ДК – допоміжний котел;

ДАУ – дистанційно автоматичне керування;

ЕУ – енергетична установка;

ЗПГ – зріджений природний газ;

КВЛ – конструктивна ватерлінія;

КК – комбінований котел;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

МВ – машинне відділення;

МОД – малообертовий двигун;

ОУ – опріснювальна установка;

ПНВТ – паливний насос високого тиску;

СЕС – суднова електростанція;

СЕУ – суднова енергетична установка;

УК – утилізаційний котел;

ЦПУ – центральний пост управління;

					КРБ.6.135.4217зсм.02.С.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

ВСТУП

В кваліфікаційній роботі розглянута енергетична установка газовозу GAS GABRIELA. В останні роки значно зріс попит на перевезення зрідженого природного газу (ЗПГ). Для цього призначені судна газовози. ЗПГ перевозиться в спеціальних резервуарах при атмосферному тиску та температурі -162°C

Танкери-газовози, до класу яких відноситься судно GAS GABRIELA, призначені для перевезення різних зріджених газів, що використовуються в енергетичних цілях (нафтові газы, природні газы), в хімічній промисловості (етилен, вінілхлорид, пропілен і т. д.) або використовуються як сировина для виробництва сільськогосподарських добрив (аміак).

Газовозу GAS GABRIELA оснащено одновальною дизельною енергетичною установкою. Головний двигун – MAN 6G60ME-C9 відповідає вимогам NOx Tier II.

					КРБ.6.135.4217зсм.02.В.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

					КРБ.6.135.4217зсм.02.01.ПЗ						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
					Загальна характеристика судна та енергетичної установки	Літ.		Арк.		Аркушів	
Студент	Топор О.В.							8		12	
Керівник	Коробейнікова					НЧК					

РОЗДІЛ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки

1.1 Загальні відомості про судно

Побудований Hyundai Heavy Industries для корейського оператора KSS Line, танкер-газовоз місткістю 84 000 м³ Gas Gabrilla, який був поставлений у січні 2021 року безпосередньо в довгостроковий чартер іспанському енерготрейдеру Vilma Oil. Судно є першим у серії з шести суден, чотири сестри були доставлені пізніше в 2021 році - Gas Ares (лютий), Gas Gala (березень), Gas Barbarossa (квітень) і Gas Ghazi (жовтень). Останнє судно серії заплановано на липень 2022 року. [1]

VLGC – це новий сегмент, який зазнав стрімкого зростання розмірів суден протягом останніх кількох років, з рекордними показниками для найбільшого, але очікується, що вони будуть регулярно падати. Gas Gabrilla не є найбільшим у сегменті через свою довжину, але через свою ширину 32,25 м може претендувати на звання судна з найбільшою місткістю, яке можна використовувати як зі старою, так і з новою системою шлюзів Panama Canal. Більшість суден з подібною місткістю були завершені та призначені лише для використання нових шлюзів, і, за даними KSS, можуть зазнавати затримок внаслідок цього. Більшість суден, які можуть використовувати старі шлюзи, мають місткість від 75 000 м³ до 80 000 м³, і тому місткість Gas Gabriela у 84 000 м³ дозволяє перевезти на 5% більше вантажів.

У більшості інших відношень, Gas Gabriella є типовим для цього типу та має довжину 229,98 м та осадку 12,1 м. Основним двигуном є MAN B&W 6G60ME-C9,5-HPPSC-R потужністю 12253 кВт, який приводить у рух гвинт фіксованого кроку діаметром 7,2 м. Суфікс HPSCR вказує на те, що судно має систему селективного каталітичного відновлення високого тиску для контролю NOx. Скрубери Hyundai open loops забезпечують відповідність правилам SOx.

Дозвіл на вищу вантажопідйомність також дозволяє судну комфортно відповідати вимогам EEDI, не досягаючи показника водопроникності 5,72, замість необхідного 7,02.

Судно побудовано згідно KR на клас + KRS 1, Liquefied Gas Carrier.

					КРБ.6.135.4217зсм.02.01.ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рис.1.1. Загальний вигляд газовозу Gas Gabriella [2]

1.2. Основні характеристики

В таблиці 1.1 наведено головні розміри та основні характеристики судна

Таблиця 1.1 Загальні технічні характеристики судна. [1]

Назва характеристики	Значення, примітки
Повна довжина, м	229,98
Довжина між перпендикулярами, м	223,45
Максимальна ширина судна, м	32,25
Висота судна:	
- до головної палуби, м	23,75
- до причальної палуби, м	18,50
Висота подвійного борту:	
- борт, м	1,695
- дно, м	1,85
Осадка:	
- конструктивна, м	12,10
- проектна, м	11,70
Вантажопідйомність, gt	48858

					КРБ.6.135.4217зсм.02.01.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

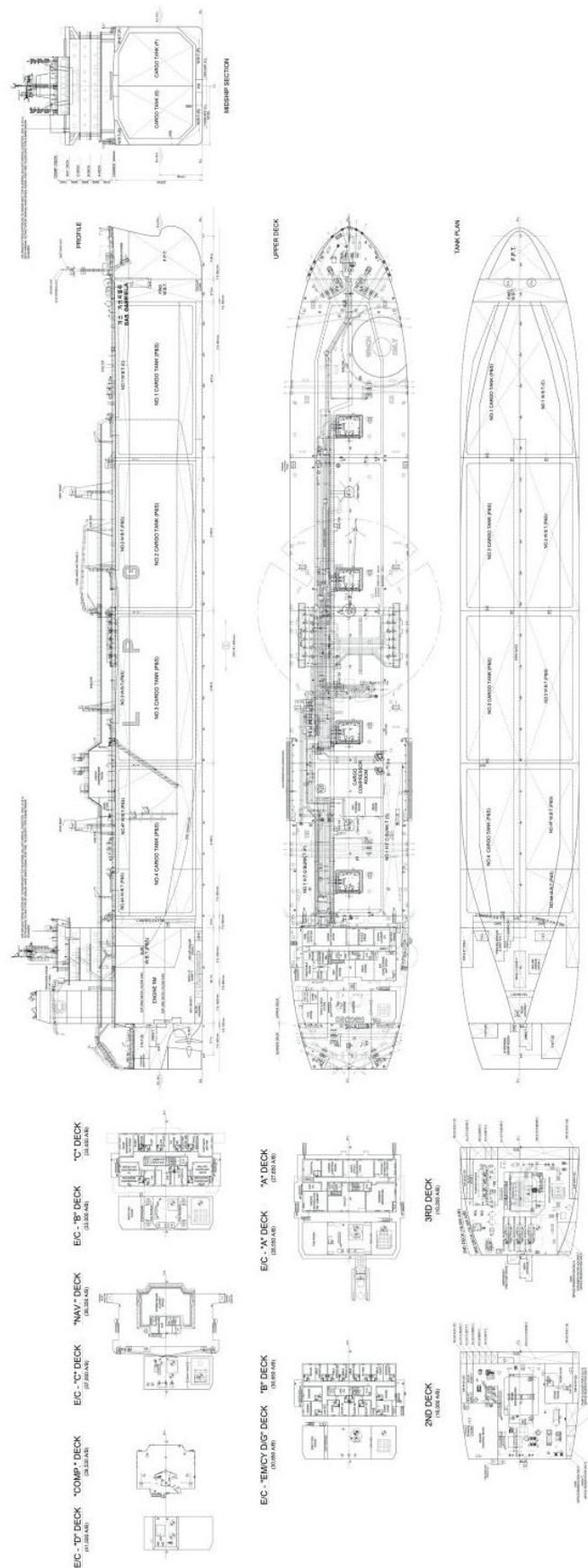


Рис.1.2. Поперечний та поздовжній перетини газовозу Gas Gabriella

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4217зсм.02.01.ПЗ

Арк.

11

Дедвейт:	
- проектний, м³	51106,9
- конструктивний, м³	53779,9
Швидкість при 76%MCR, вуз	16,9
Об'єм вантажних цистерн	
Об'єм рідини, м³	84021,3
Об'єм паливних цистерн:	
- важке паливо (мазут), м³	2167,8
- дизельне паливо, м³	233,6
Об'єм водяного баласту, м³	21661,5
Добова витрата палива:	
- головний двигун, т/добу	39,7
Кормовий підрулюючий пристрій	Hi-PSD та Hi-Кермо з лампочкою
Вантажні крани/вантажне спорядження:	
- кількість	1
- виробник	Oriental
- тип	електрогідравлічний
- вантажопідйомність, т	SWL 5 т, робочий радіус стріли max 2,5 м ~ min 5,2 м
Інші крани:	
- кількість	2
- виробник	Oriental
- тип	електрогідравлічний
- призначення	Provisions
Обладнання для швартування:	
- кількість	8
- виробник	Flutek Ltd
- тип	гідравлічні
Спеціальне рятувальне обладнання:	
- місткість, чол.	26
- виробник	Norsafe

Продовження таблиці 1.1

- тип	вільне падіння
Вантажні цистерни:	
- кількість, шт	4
- сорт перевезених вантажів	2
- тип вантажів	комерційний бутан, чистий пропан, комерційний пропан, суміш пропану та бутану, пропілен
- покриття резервуарів	сталева низькотемпературна
- конструкція	низькотемпературна сталь, труби, ASTM A 312 Gr 304L
Вантажні насоси:	
- кількість, шт	8
- тип	вертикальні глибинні насоси
- виробник	Wärtsilä Svanehoj
- нержавіюча сталь	Acid resistant steel, AISI 316
- продуктивність, м ³ /год	600
Система контролю вантажу:	
- виробник	Kongsberg Maritime AS
- тип	K-Chief 600
Система водяного баласту:	
- виробник	Hanla IMS
- тип	Гідравлічні приводи для клапанів
Система очищення баластних вод:	
- виробник	HiBallast
- продуктивність, м ³ /год	електролізний блок – 1 x 2000 м ³ /год фільтруючий блок – 2 x 1000 м ³
Склад команди	
- офіцери, чол.	13
- команда, чол.	12
- ремонтна бригада, чол.	6+1
Система контролю мостика	
- виробник	Tokyo Keiki

					КРБ.6.135.4217зсм.02.01.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

Продовження таблиці 1.1	
- тип	PR-9340A-DW-SS2
- одноосібне керування	ні
Радари:	
- кількість	2
- виробник	JRC
- модель	JMR-9282-S (S-Band) JMR-9225-6X (X-Band)
Система пожежної сигналізації:	
- виробник	Autronica
- тип	UEN024/63-1
Система пожежогасіння:	
- вантажні відсіки	Сухий порошок
- виробник	NK Co., Ltd
- машинне відділення	C ₀₂
- виробник	NK Co., Ltd
Інсінератор:	
- виробник	Hyundai Marine Machinery Co., Ltd
- модель	MAXI T50 SL WS
Установка для переробки стічних вод:	
- виробник	IL-Seung Co., Ltd
- модель	ISB-02
Ефективність:	
отримане значення EEDI:	5,72
максимальне значення EEDI	7,02
Технології енергозбереження	Hi- PSD and Hi-Rudder with bulb
Покриття корпусу:	Nippon Paint Marine antifouling paint
Режим моніторингу продуктивності:	Hyundai-ISS

Швартовий пристрій утримує судно під час стоянки біля причалу, борту іншого судна або іншої плавучої споруди. [3]

					КРБ.6.135.4217зсм.02.01.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Якірний пристрій забезпечує надійне утримання судна у певному положенні відносно хвиль, вітру та течій при стоянці у морі, на рейді та в інших віддалених від берега місцях шляхом закріпленні його за ґрунт за допомогою якорю та якірного ланцюга [3].

1.3 Морехідні якості судна

Враховуючи сучасні екологічні стандарти яким відповідає судно, в якості важкого палива приймаємо малосірчастий мазут.

$$V_{\text{HFO}} = 2167,8 \text{ м}^3 - \text{бункерування важким паливом [1]}$$

$$V_{\text{MDO}} = 233,6 \text{ м}^3 - \text{бункерування дизельним паливом [1]}$$

Густина палива та нижча терлота згоряння для кожного палива:[3]

$$\rho_{\text{HFO}} = 952 \text{ кг/м}^3 - \text{густина важкого палива}$$

$$Q_{\text{HFO}} = 40600 \text{ кДж/кг} - \text{нижча теплота згоряння}$$

$$\rho_{\text{MDO}} = 850 \text{ кг/м}^3 - \text{густина дизельного палива}$$

$$Q_{\text{MDO}} = 42700 \text{ кДж/кг}$$

Визначимо тривалість стоянкових та ходових режимів судна:[2]

Таблиця 1.2 Здійснення рейсової лінії судна

Квітень 29, 22:38 - Квітень 30, 17:53	19 год 15 хв	Стоянковий
Квітень 30, 17:53 - Травень 1, 06:22	12 год 29 хв	Ходовий
Травень 1, 06:22 - Травень 1, 15:00	8 год 38 хв	Стоянковий
Травень 1, 15:00 - Травень 24, 00:24	537 год 24 хв	Ходовий
Травень 24, 00:24 - Травень 24, 08:36	8 год 12 хв	Стоянковий
Травень 24, 08:36 - Травень 29, 15:24	126 год 48 хв	Ходовий
Травень 29, 15:24 - Травень 30, 00:45	9 год 21 хв	Стоянковий
Травень 30, 00:45 - Травень 30, 03:01	2 год 16 хв	Ходовий

Загалом за період з квітень 29, 22:38 – травень 30, 03:01 ходовий час становить 679 годин, стоянковий – 46 годин

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

					КРБ.6.135.4217зсм.02.01.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

$$t_{\text{ст.р.ВО}} = t_{\text{ст.р.}} \cdot 0,2 = 9,2 \text{ год}$$

$$t_{\text{ст.р.БВО}} = t_{\text{ст.р.}} \cdot 0,8 = 36,8 \text{ год}$$

Визначення добової витрати палива на ГД та ДГ. При використанні тільки НФО: [4]

$$\tau = 24$$

$$G_{\text{пал}}^{\text{ГД}} = g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}} \cdot \tau = 47933,7 \text{ кг}$$

$$G_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} = g_e^{\text{ДГ}} \cdot N_e^{\text{ДГ}} \cdot \tau = 5734 \text{ кг}$$

Коефіцієнти використання палива під час рейсу, ці значення обумовлені використанням легкого палива на перехідних режимах при зміні потужності, запусках та зупинках.

$$k_1 = 0,85$$

$$k_2 = 1 - k_1 = 0,15$$

$$G_{\text{НФО}}^{\text{ГД}} = k_1 \cdot g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}} \cdot \tau = 40743,6 \text{ кг}$$

$$G_{\text{МДО}}^{\text{ГД}} = k_2 \cdot g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}} \cdot \tau = 7190 \text{ кг}$$

$$G_{\text{НФО}}^{\text{ДГ}} = k_1 \cdot g_e^{\text{ДГ}} \cdot N_e^{\text{ДГ}} \cdot \tau = 4873,9 \text{ кг}$$

$$G_{\text{МДО}}^{\text{ДГ}} = k_2 \cdot g_e^{\text{ДГ}} \cdot N_e^{\text{ДГ}} \cdot \tau = 860 \text{ кг}$$

Визначення добової витрати пального на КК:

$$G_{\text{НФО}}^{\text{КК}} = G_{\text{КК}} \cdot \tau = 5016 \text{ кг}$$

Сумарна витрата важкого та легкого пального усіма елементами СЕУ за добу переходу:

$k_3 = 1,15$ - коефіцієнт запасу пального приймається з міркувань що судно завжди бункерується дещо більшими від номіналу запасами пального.

$$V_{\text{НФО доба х.р.}} = k_3 \cdot \frac{G_{\text{НФО}}^{\text{ГД}} + G_{\text{МДО}}^{\text{ГД}} + G_{\text{НФО}}^{\text{КК}}}{\rho_{\text{НФО}}} = 61,16 \text{ м}^3/\text{добу}$$

$$V_{\text{МДО доба х.р.}} = k_3 \cdot \frac{G_{\text{МДО}}^{\text{ГД}} + G_{\text{МДО}}^{\text{ДГ}}}{\rho_{\text{МДО}}} = 10,89 \text{ м}^3/\text{добу}$$

					КРБ.6.135.4217зсм.02.01.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Сумарна витрата важкого та легкого палива усіма елементами СЕУ за добу стоянки без вантажних операцій:

$$V_{\text{HFO}} \text{ доба ст.р.без в.о.} = k_3 \cdot \frac{G_{\text{HFO}}^{\text{ДГ}} + G_{\text{HFO}}^{\text{КК}}}{\rho_{\text{HFO}}} = 11,95 \text{ м}^3/\text{добу}$$

$$V_{\text{MDO}} \text{ доба ст.р.без в.о.} = k_3 \cdot \frac{G_{\text{MDO}}^{\text{ДГ}}}{\rho_{\text{MDO}}} = 1,01 \text{ м}^3/\text{добу}$$

Сумарна витрата важкого та легкого палива усіма елементами СЕУ за добу стоянки з вантажними операціями:

$$V_{\text{HFO}} \text{ доба ст.р.з в.о.} = k_3 \cdot \frac{2G_{\text{HFO}}^{\text{ДГ}} + G_{\text{HFO}}^{\text{КК}}}{\rho_{\text{HFO}}} = 17,83 \text{ м}^3/\text{добу}$$

$$V_{\text{MDO}} \text{ доба ст.р.без в.о.} = k_3 \cdot \frac{2G_{\text{MDO}}^{\text{ДГ}}}{\rho_{\text{MDO}}} = 2,02 \text{ м}^3/\text{добу}$$

Визначення автономності пального по запасам важкого та легкого пального:

$$T_{\text{a.HFO}} = \frac{V_{\text{HFO}}}{t_{\text{х.р.}} \cdot V_{\text{HFO}} \text{ доба х.р.} + t_{\text{ст.р.б.в.о.}} + V_{\text{HFO}} \text{ доба ст.р.без в.о.} + t_{\text{ст.р.з.в.о.}} \cdot V_{\text{HFO}} \text{ доба ст.р.з в.о.}}$$

$$T_{\text{a.MDO}} = 37 \text{ діб}$$

$$T_{\text{a.MDO}} = \frac{V_{\text{MDO}}}{t_{\text{х.р.}} \cdot V_{\text{MDO}} \text{ доба х.р.} + t_{\text{ст.р.б.в.о.}} + V_{\text{MDO}} \text{ доба ст.р.без в.о.} + t_{\text{ст.р.з.в.о.}} \cdot V_{\text{MDO}} \text{ доба ст.р.без в.о.}}$$

$$T_{\text{a.HFO}} = 22,5 \text{ доби}$$

Дальність плавання з урахуванням об'ємів цистерн:

$$S = V_{\text{exp}} \cdot T_{\text{a.HFO}} \cdot 24 = 8246 \text{ миль}$$

1.4 Загальна характеристика СЕУ

На судні використовується пряма передача обертового моменту від двигуна до рушія, оскільки головний двигун малообертовий. Матеріал рушія – нікель-алюміній-бронза. Встановлено гвинт фіксованого кроку .

Головний малообертовий двигун фірми Hyundai-MAN B&W типу 6G60ME-S9.5-HPSCR потужністю 16080 кВт при частоті обертання 97 хв⁻¹. Двигун працює при 76% навантаження, що відповідає експлуатаційній потужності 12253 кВт при

					КРБ.6.135.4217зсм.02.01.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

частоті обертання 93,2 хв⁻¹. Двигун використовує важке паливо марок HFO, ULSFO, MGO.

Електричну енергію на судні виробляють три дизель-генератори. Первинні двигуни виготовлені фірмою HiMSEN типу 6H21/32 потужністю 1320 кВт кожний при частоті обертання 900 хв⁻¹. Двигуни використовують паливо як і головний двигун HFO, ULSFO, MGO. Генератори мають потужність 1200 кВт кожний.

Для очищення вихлопних газів головного та допоміжних двигунів встановлено скрубери фірми Hyundai Power System типу Open Loop Wet Scubber. Скрубери виконують свою задачу на головному двигуні до 85% від потужності та на допоміжних двигунах до 90% від потужності.

Допоміжна котельна установка складається з одного комбінованого котла Kangrim типу PC 06 паропродуктивністю 3 т/год при спалюванні палива та 1,0 т/год в режимі утилізації відпрацьованих газів головного двигуна.

Потреби прісної води поповнює одна опріснювальна установка, продуктивність якої буде розрахована. Опріснювальна установка використовує охолоджувальний контур головного двигуна.

Судно має кормове розташування машинного відділення. Головний двигун та дизель – генератори розташовані в одному приміщенні. Аварійний дизель-генератор встановлено в окремому приміщенні.

Машинне відділення обладнано центральним постом управління (ЦПУ). В ЦПУ розміщені пульти управління та контролю за роботою технічних середовищ, а також головний розподільний щит судової електростанції судна.

У машинному відділенні також розташовуються видаткові паливні, масляні цистерни, приміщення паливних апаратів.

					КРБ.6.135.4217зсм.02.01.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

					КРБ.6.135.4217зст.02.02.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Визначення ефективності суднової енергетичної установки		
Студент	Топор О.В.						
Керівник	Коробейнікова						
					НУК		
					Літ.	Арк.	Аркушів
						20	16

РОЗДІЛ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки

2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки

Головний двигун

В якості головного на судні встановлено малообертовий двигун MAN B & W виготовленого фірмою Hyundai типу 6G60ME-C9.5. [5] Це шестициліндровий двигун, двотактний, крейцкопфний, реверсивний, з наддувом та електронним керуванням клапанів. Діаметр циліндра 600 мм, хід поршня 2790 мм.

Двигун використовує важке паливо типу HFO, MDO, MGO

- кількість $i = 1$
- марка 6G60ME-C9.5
- ефективна потужність $N_{\text{е}}^{\text{дв}} = 16080 \text{ кВт}$
- експлуатаційна потужність при 76%MRC $N_{\text{е}}^{\text{дв}} = 12253 \text{ кВт}$
- частота обертів $n = 97 \text{ хв}^{-1}$
- експлуатаційна частота обертання $n = 93,2 \text{ хв}^{-1}$
- питома витрата пального $g_e = 0,167 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}$
- експлуатаційна витрата пального $g_e = 0,163 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}$
- ступінь підвищення тиску повітря в компресорі надувного агрегату ДВЗ $\pi_{\kappa} = 3,592$
- коефіцієнт корисної дії надувного компресору $\eta_{\kappa} = 0,8$
- сумарний коефіцієнт надлишку повітря $\alpha_{\Sigma} = 3,94$
- температура відпрацьованих газів $T_{\text{г}} = 533 \text{ К}$
- температура повітря на вході в надувний компресор $T_{\text{в}} = 293 \text{ К}$
- нижча теплота згоряння палива, кДж/кг $Q_i^{\text{r}} = 42700$
- коефіцієнт корисної дії валопроводу $\eta_{\text{вп}} = 0,99$
- пропульсивний коефіцієнт $\eta = 0,7$

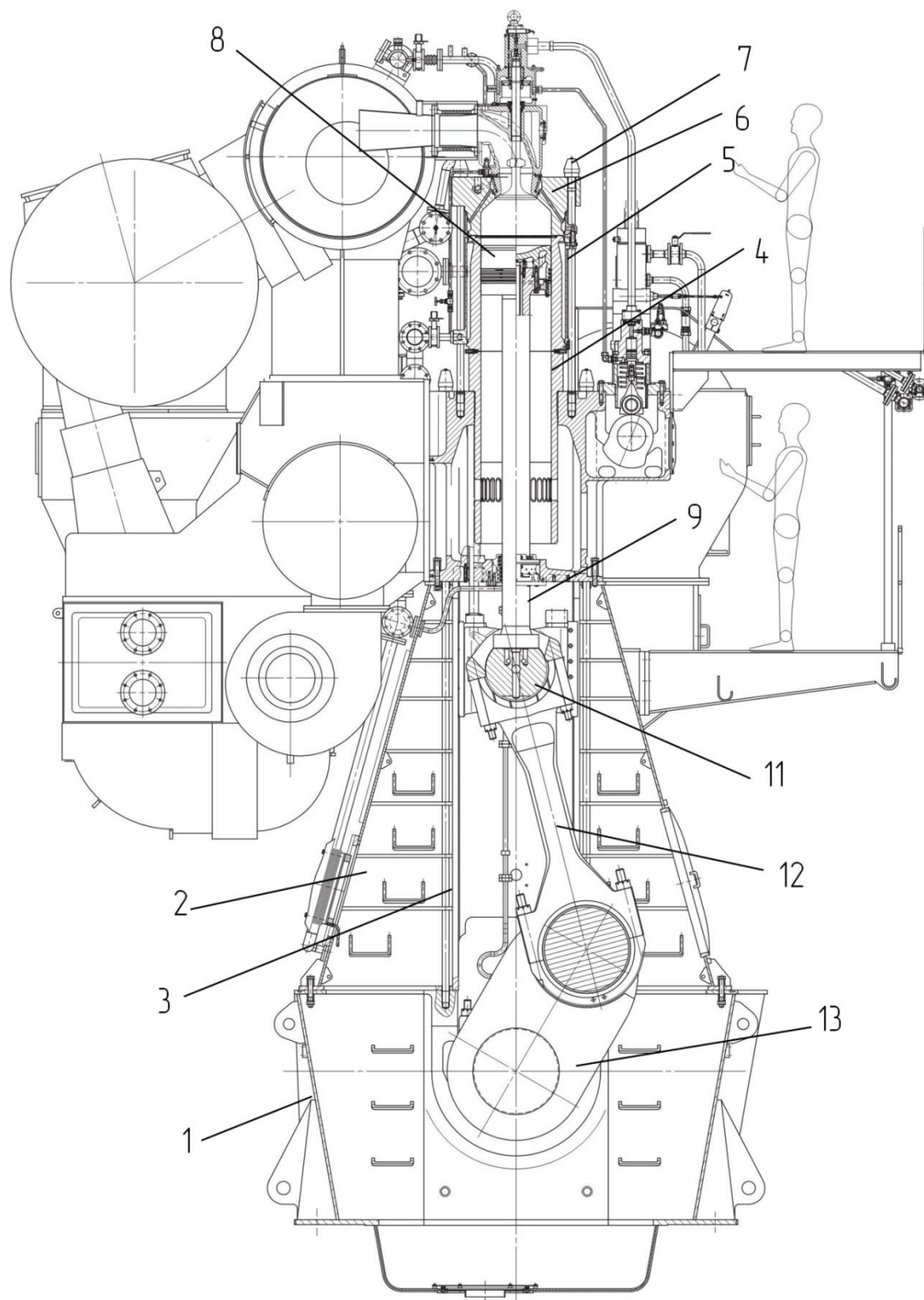


Рис.2.1 двигун MAN B&W 6G60ME-C9.5

1 - фундамента рама, 2 – станіна, 3 – анкерні зв'язки, 4 – втулка циліндра,
 5 – блок циліндрів, 6 – кришка циліндра, 7 – клапан, 8 – поршень, 9 –
 розподільчий вал, 10 – шток поршня, 11 - крейцкопфне з'єднання, 12 – шатун, 13
 – колінчастий вал

					КРБ.6.135.4217зст.02.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Головні судові передачі, муфти, валопровід та рушій

На судні встановлено гребний гвинт фіксованого кроку. Гвинт виконано з нікель – алюміній – бронзи фірмою ННІ - EMD. Частота обертання 93,2 хв⁻¹. Діаметр гвинта 7200 мм. Його характеристики розраховані на роботу при 90% номінальної потужності і номінальних оборотах головного двигуна. [1]

Потужність головного двигуна передається на гвинт безпосередньо.

До складу валопроводу судна входить упорний, проміжний, дейдвудний та гребний вали, які з'єднуються між собою цільнокованими фланцями та однією демпфіруючою муфтою.

Методика визначення діаметрів валів валопроводу враховує робочі навантаження, які виникають під час експлуатації, а також матеріал, з якого виготовлені вали. Зазвичай для цих цілей використовуються вуглецеві сталі, і передбачається, що гребний вал виготовлений зі сталі КМ-25 (міцність на розтяг 480 МПа), а проміжний вал – зі сталі КМ-23 (міцність на розтяг 440 МПа). [6]

При розрахунках враховуються також параметри головного двигуна, зокрема його потужність 16080 кВт і частота обертання валів 97 хв⁻¹.

Найменший припустимий діаметр проміжного валу, приймаємо

$$d_{\text{пр}}^* = F \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{16080}{97}} = 549 \text{ мм},$$

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

Мінімальний розрахунковий діаметр гребного вала

$$d_{\text{гр}}^* = F \cdot k \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 100 \cdot 1,22 \cdot \sqrt[3]{\frac{16080}{97}} = 670 \text{ мм},$$

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

Розрахункове значення діаметра гребного вала, виготовленого зі сталі категорії міцності КМ-23

$$d_{\text{м}}^{\text{гр}} = d_{\text{пр}}^* \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{R_{\text{мВ}} + 160}} = 549 \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{440 + 160}} = 536 \text{ мм}$$

					КРБ.6.135.4217зсм.02.02.ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахункове значення діаметра гребного вала, виготовленого зі сталі категорії міцності КМ-25

$$d_{\text{м}}^{\text{пр}} = d_{\text{гр}}^* \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{R_{\text{мВ}}+160}} = 688 \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{480+160}} = 641 \text{ мм}$$

За результатами розрахунків прийняті наступні значення діаметрів валів: проміжного – 536 мм; гребного – 641 мм.

Дейдвудний пристрій включає дейдвудні підшипники, ущільнювальні вузли, трубу гребного валу, а також системи змащення та охолодження. Для змащення та охолодження дейдвудних підшипників використовується мастило, яке одночасно забезпечує ефективне прилягання ущільнень, запобігаючи проникненню забортної води всередину корпусу судна.

Додатково валопровід обладнується спеціальними пристроями: валоповоротним механізмом для періодичного прокручування під час тривалих стоянок, гальмівною системою для контролю вільного обертання, а також вимірювальними приладами для моніторингу частоти обертання валів та температурних показників.

Суднова електростанція

Суднова електростанція складається з 3-х дизель-генераторів Hyundai-HiMSEN типу 6H21/32. Генератори виготовлені Hyundai Electric HFC7 564-08P та мають потужність 1200 кВт кожний. Род току змінний, напруга силової сеті 380 В, напруга освітлення 200 В, частота струму 60 Гц. [7]

Двигуни використовують паливо марок HFO, ULSFO, MGO.

- марка 6H21/32
- ефективна потужність $N_{\text{еГ}}^{\text{ДГ}} = 1320 \text{ кВт}$
- потужність генератора $P_{\text{еГ}}^{\text{ДГ}} = 1200 \text{ кВт}$
- частота обертів $n = 750 \text{ об/хв}$
- питома витрата пального $g_{\text{е}} = 0,181 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}$
- степінь підвищення тиску повітря в компресорі надувного агрегату ДВЗ $\pi_{\text{к}} = 3,9$

					КРБ.6.135.4217зсм.02.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

- коефіцієнт корисної дії надувного компресору $\eta_k = 0,8$
- сумарний коефіцієнт надлишку повітря $\alpha_\Sigma = 2,0$
- температура відпрацьованих газів $T_e = 603 \text{ K}$
- температура повітря на вході в надувний компресор $T_\theta = 293 \text{ K}$
- нижча теплота згоряння палива, кДж/кг $Q_i^r = 42700$
- коефіцієнт корисної дії електрогенератора $\eta_{eg} = 0,90$

Суднова електростанція генерує електроенергію необхідних параметрів і розподіляє її між судовими споживачами у відповідності, з режимами роботи судна. Вона повинна забезпечувати роботу всіх допоміжних електричних пристроїв і систем, необхідних для підтримки експлуатаційного стану судна, нормальних умов мешкання на ній без використання аварійного джерела електроенергії, а також роботу електричних пристроїв і систем, необхідних для забезпечення безпеки судна, вантажу і людей в різних аварійних ситуаціях.

В якості аварійного дизель-генератора встановлен дизель типа D2842LE потужністю 360 кВт при частоті обертання 1500 хв^{-1} та питомою витратою палива 198 г/(кВт год) . [8]

Допоміжна та утилізаційна котельна установка.

Допоміжна котельна установка судна в загальному випадку призначена для забезпечення парою (гарячою водою) наступних потреб:

- систем парового опалювання;
- камбуза, душових, пральні;
- системи обігріву кінгстона і іншою донною і забортною арматури;
- парових водоопріснювачів;
- систем обігріву трубопроводів важкого палива і ін.

На судні встановлено один комбінований котел [9]

- кількість $i = 1$
- марка *Kangrim*
- продуктивність насиченої пари $D_s^{DK} = 3,0 \text{ т/год}$

					КРБ.6.135.4217зсм.02.02.ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- продуктивність насиченої пари $D_s^{VK} = 1,0 \text{ м/год}$
- тиск пари $p_s = 0,7 \text{ МПа}$
- температура живильної води (прийнята) $t_{ж.в} = 50^\circ \text{C}$
- витрати палива у котлі $G_{нал}^{DK} = 200 \text{ кг/год}$
- нижча теплота згоряння палива, кДж/кг $Q_i^r = 40600$

Опріснювальна установка

Прісна вода на судах використовується для побутових потреб, поповнення витоків води із замкнутих циркуляційних систем охолодження двигунів, конденсато-живильних систем, систем продування парових котлів, системи сажообдування крізь щілини з'єднань парових труб і арматури, а також для постачання до технологічних і спеціальних споживачів. Залежно від виду споживання прісна вода розділяється на групи:

- питна, яка використовується для пиття і приготування їжі;
- побутова - для постачання до умивальників, посудомийних і пральних машин, в лазні;
- технічна, яка використовується для живлення всіх споживачів СЕУ, а також технологічних і спеціальних споживачів.

На судні встановлено опріснювальну установку вакуумного типу, яка використовують теплоту охолоджувального контуру головного двигуна.

- кількість $i = 1$
- продуктивність $D_{oy} = 15 \text{ м/добу}$
- температура живильної забортної води (прийнята) $t_{ж.в} = 60^\circ \text{C}$

					КРБ.6.135.4217зсм.02.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки

Структурна схема енергетичної установки представлена на рис. 2.2.

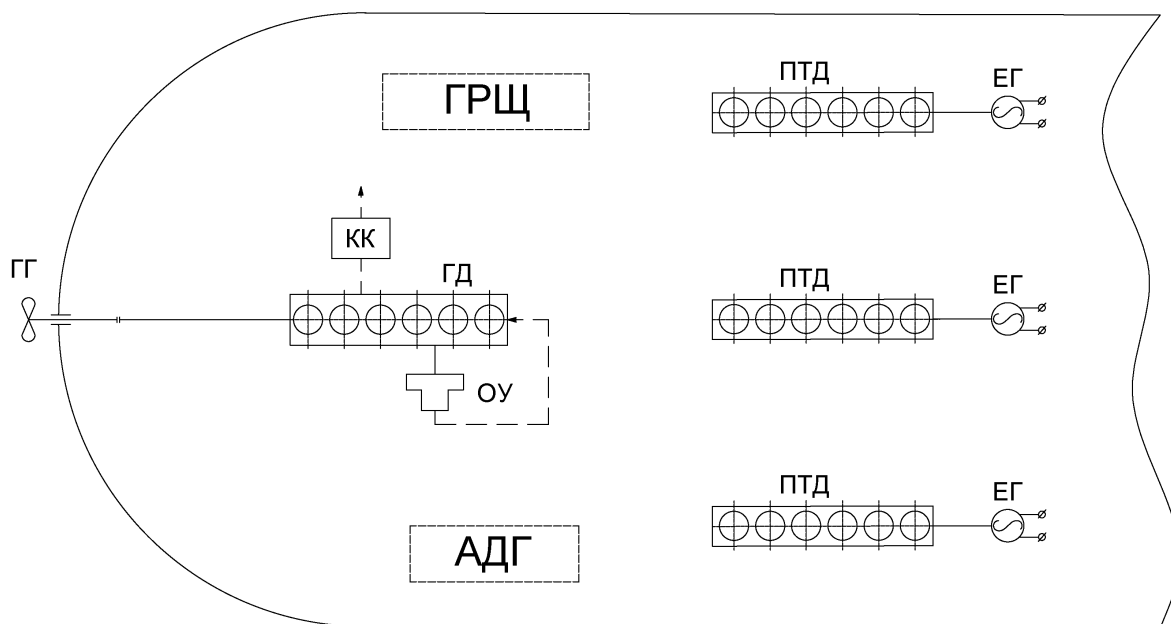


Рис. 2.2. Структурно-функціональна схема суднової енергетичної установки газовозу GAS GABRIELA:

ГД – головний двигун; ГГ – гребний гвинт; ПТД – первинний тепловий двигун; ЕГ – електрогенератор; ОУ – водоопріснювальна установка; КК – комбінований котел; ГРЩ – головний розподільний щит; АДГ – аварійний дизель-генератор.

2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

Таблиця 2.1. Режими роботи елементів СЕУ

Елементи СЕУ	Режими роботи СЕУ				Примітка
	Ходовий	Стоянковий з вантажними операціями	Стоянковий без вантажних операцій	Аварійний	
ГД (1)	+1	-	-	-	
ОУ (1)	+1	-	-	-	
ДДГ (3)	+1	+2	+1	-	1 резерв
КК	+(УК)	+(ДК)	+(ДК)	-	
АДГ	-	-	-	+	

2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи Головний двигун [6,10]

Розраховуємо потоки теплоти в головному двигуні.

Теплота, що виділилась при спалюванні пального, кВт,

$$Q_{нал}^{ГД} = g_e \cdot N_e \cdot Q_i^r = 0,163 \cdot 12253 \cdot 42700/3600 = 23689 \text{ кВт},$$

$$G_{пал} = g_e \cdot N_e = 0,163 \cdot 12253/3600 = 0,555 \text{ кг/с},$$

Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_z^{ГД} = G_z c_{pz} T_z - G_n c_{pn} T_n = 23,88 \cdot 1,1 \cdot 473 - 23,32 \cdot 1,01 \cdot 293 = 5524 \text{ кВт},$$

$G_n, G_{п}$ – кількість відпрацьованих газів та повітря двигуна

$$G_n = \alpha_{\Sigma} L_0 g_e N_e = 2,94 \cdot 14,3 \cdot 0,163 \cdot 12253/3600 = 23,32 \text{ кг/с},$$

$$G_z = G_n + G_{нал} = g_e N_e (1 + \alpha_{\Sigma} L_0) = 0,163 \cdot 12256 \cdot (1 + 2,94 \cdot 14,3) = 23,88 \text{ кг/с}.$$

- теплоємності відпрацьованих газів та повітря відповідно

$$c_{pn} = 1,01 \text{ кДж/(кг К)} \quad c_{pz} = 1,1 \text{ кДж/(кг К)};$$

Теплота, що відбирається від надувного повітря

$$Q_{nn} = G_n c_{pn} (T_k - T_n) = 23,32 \cdot 1,01 \cdot (454 - 293) = 3792 \text{ кВт}$$

T_k – температура повітря після надувного компресора

$$T_k = T_n + \Delta T = T_n \left[1 + \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \right] = 293 \cdot [1 + (3,592^{0,286} - 1)/0,8] = 454 \text{ К}$$

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

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

де $\pi_k = 3,592$ – степінь підвищення тиску повітря в компресорі надувного агрегату ДВЗ,

$\eta_k = 0,8$ – коефіцієнт корисної дії компресору ТНА.

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

$$Q_{зал}^{ГД} = 0,01 Q_{нал} = 0,01 \cdot 23689 = 237 \text{ кВт}$$

					КРБ.6.135.4217зсм.02.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

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

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

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

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

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

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

Втрати теплоти з прісною водою складають 8...14 %, з маслом – 3.5...7 % від кількості теплоти, що виділилася при спалюванні палива, в теплових двигунах.

$$Q_{np.в} = 0,064 Q_{нал} = 0,064 \cdot 23689 = 1516 \text{ кВт}$$

$$Q_{м} = 0,035 Q_{нал} = 0,035 \cdot 23689 = 829 \text{ кВт}$$

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для головного двигуна

$$Q_{нал} = N_e + Q_c + Q_{нп} + Q_{np.в} + Q_{м} + Q_{зал},$$

$$23689 = 12253 + 5524 + 3316 + 1516 + 829 + 237$$

Нев'язка балансу складає 0,06 %, припустимий небаланс $\pm 0,5$ %.

Комбінований котел в режимі утилізації [6,10]

Розрахуємо, скільки теплоти можна утилізувати (використати в СЕУ) для отримання пари в утилізаційному котлі без спалювання для цього палива.

Кількість теплоти, яка може бути передане від газів живильній воді для утворення пари:

$$Q_{Г}^{УК} = G_{Г} c_{pГ} (T_{к} - T_{від}^{УК}) = 23,88 \cdot 1,10 \cdot (473 - 443) = 788 \text{ кВт}$$

Кількість теплоти, витрачена для отримання насиченої пари:

$$Q_{S}^{УК} = D_S^{УК} (i'' - i_{ж.в.}) = 1000 \cdot (2761,1 - 209,3) / 3600 = 709 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт використання теплоти в УК:

					КРБ.6.135.4217зсм.02.02.ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\eta_{УК} = \frac{Q_s^{УК}}{Q_r^{ГД}} = \frac{709}{5524} = 0,13$$

Ентальпію сухої насиченої пари і живильної води знаходимо по таблицях для водяної пари при тиску $p_s = 0,7$ МПа та $t_{ж.в.} = 50$ °С. $i'' = 2761,1$ кДж/кг; $i_{ж.в.} = 209,3$ кДж/кг

Опріснювальна установка [6,10]

З попередніх розрахунків відомо, що від прісної води системи охолодження ГД для отримання дистилату в ОУ надходить $Q_{пр.в} = 1516$ кВт. Перепад температур гарячої прісної води і заборотної води у випарнику прийнятий 20 град, забортна вода кипітиме при 60 °С. За таблицями водяної пари визначаємо відповідний тиск цієї вторинної пари і далі ентальпії сухої насиченої пари та морської води, з якої утворюється дистилат:

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

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

$$Q_{ou} = D_{ou} (i'' - i_{з.в.}) = 15 \cdot 10^3 (2609 - 251,1)/24/3600 = 409 \text{ кВт}.$$

Коефіцієнт використання теплоти в УК:

$$\eta_{в.л.}^{OU} = \frac{Q_{OU}}{Q_{пр.в}^{ГД}} = \frac{409}{1516} = 0,27$$

Дизель-генератор [6,10]

Розрахунки потоків теплоти у первинному тепловому двигуні ДГ аналогічні розрахункам для головного двигуна.

Теплота, що виділилась при спалюванні пального, кВт,

$$Q_{нал} = g_e N_e Q_i^r = 0,181 \cdot 1320 \cdot 42700/3600 = 2834 \text{ кВт},$$

$$G_{пал} = g_e N_e = 0,181 \cdot 1320/3600 = 0,066 \text{ кг/с}.$$

Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_z = G_z c_{pz} T_z - G_n c_{pn} T_n = 1,964 \cdot 1,141 \cdot 603 - 1,898 \cdot 1,01 \cdot 293 = 789 \text{ кВт},$$

					КРБ.6.135.4217зсм.02.02.ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

G_z, G_n – кількість відпрацьованих газів та повітря двигуна

$$G_n = \alpha_\Sigma L_0 g_e N_e = 2,0 \cdot 14,3 \cdot 0,181 \cdot 1320 / 3600 = 1,898 \text{ кг/с},$$

$$G_z = G_n + G_{нал} = g_e N_e (1 + \alpha_\Sigma L_0) = 0,181 \cdot 1320 \cdot (1 + 2,0 \cdot 14,3) / 3600 = 1,964 \text{ кг/с};$$

теплоємності відпрацьованих газів та повітря відповідно

$$c_{pz} = 1,141 \text{ кДж/(кг К)}; \quad c_{pn} = 1,01 \text{ кДж/(кг К)}$$

Теплота, що відбирається від надувного повітря

$$Q_{н.пов} = G_n c_{pn} (T_k - T_n) = 1,898 \cdot 1,01 \cdot (467 - 293) = 333 \text{ кВт};$$

T_k – температура повітря після надувного компресору

$$T_k = T_n + \Delta T = T \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \right] = 293 \cdot [1 + (3,9^{0,286} - 1) / 0,8] = 467 \text{ К};$$

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

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

$\pi_k = 3,9$ – степінь підвищення тиску повітря в компресорі надувного агрегату ДВЗ,

$\eta_k = 0,8$ – коефіцієнт корисної дії компресору ТНА.

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

$$Q_{зал} = 0,02 Q_{нал}^{ДГ} = 0,02 \cdot 2834 = 26 \text{ кВт}$$

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

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

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

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

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

					КРБ.6.135.4217зсм.02.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

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

Втрати теплоти з прісною водою складають 8...14 %, з маслом – 3.5...7 % від кількості теплоти, що виділилася при спалюванні палива, в теплових двигунах.

$$Q_{np.в} = 0,088 \cdot Q_{нал}^{ДГ} = 0,088 \cdot 2834 = 249 \text{ кВт}$$

$$Q_m = 0,04 \cdot Q_{нал}^{ДГ} = 0,04 \cdot 2834 = 113 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{нал} = N_e + Q_c + Q_{нп} + Q_{np.в} + Q_m + Q_{зал},$$

$$2834 = 1320 + 789 + 333 + 249 + 113 + 26$$

Нев'язка балансу складає 0,04 %, припустимий небаланс $\pm 0,5$ %.

Потужність електрогенератора

$$P_{е}^{ДГ} = N_e \cdot \eta_{е} = 1320 \cdot 0,9 = 1200 \text{ кВт}.$$

Комбінований котел в режимі спалювання палива [6,10]

Кількість теплоти, що виділилася при спалюванні палива у котлі.

$$Q_{нал}^{ДК} = G_{нал} Q_i^r = 219 \cdot 40600 / 3600 = 2473 \text{ кВт}$$

Кількість теплоти, що витрачено для отримання насиченої пари,

$$Q_{S}^{ДК} = D_{S}^{ДК} (i'' - i_{ж.в.}) = 3000 \cdot (2761,1 - 209,3) / 3600 = 2127 \text{ кВт}$$

Ентальпію сухої насиченої пари i'' та живильної води $i_{ж.в.}$ знаходимо за таблицями для водяної пари при тиску $p_s = 0,7$ МПа та $t_{ж.в.} = 50$ °С.

Коефіцієнт використання теплоти в ДК

$$\eta_{ДК} = \frac{Q_S^{ДК}}{Q_{нал}^{ДК}} = \frac{2127}{2473} = 0,86$$

Розраховано потоки теплоти в окремих елементах СЕУ. Визначення коефіцієнтів корисної дії та коефіцієнтів використання теплоти є перевіркою

					КРБ.6.135.4217зсм.02.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

правильності розрахунків і відповідності цих показників реальним значенням для прийнятого обладнання.

Враховуємо, що обладнання в складі СЕУ має різні функціональні зв'язки між собою, на різних режимах роботи судна працюють різні за призначенням та кількістю види обладнання. Тому у заключній частині розрахунків визначаємо ефективність роботи СЕУ як суднового комплексу на окремих режимах. Розглянемо ходовий режим та режим стоянки з вантажних операцій.

Розрахунок потоків енергії на ходовому режимі. [6,10]

Згідно з табл. режимів роботи судна на ходовому режимі працюють ГД, КК(УК), ОУ та ДГ. Розрахункова схема наведена на рис.2.3.

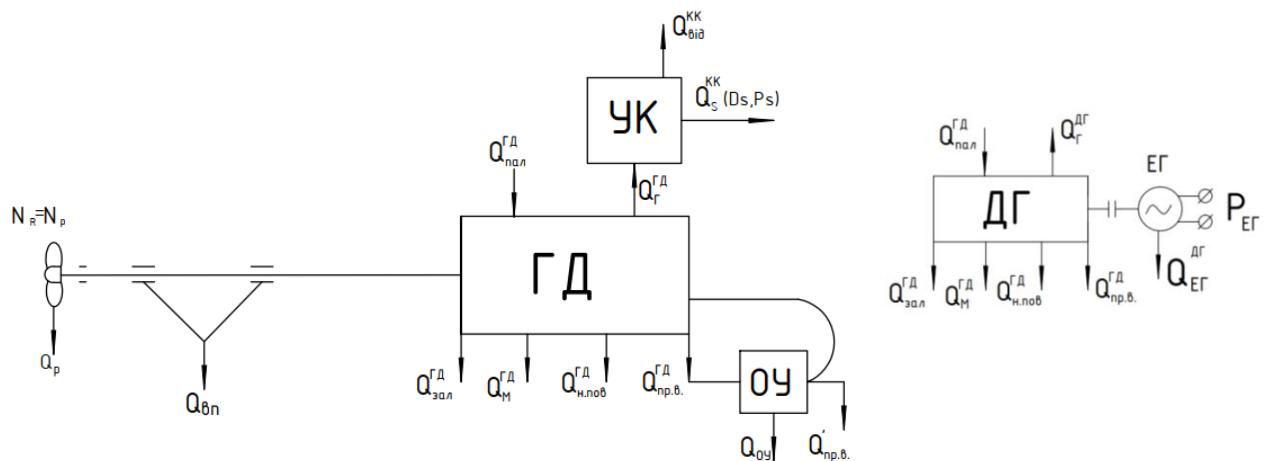


Рис.2.3. Розрахункова схема процесів перетворення енергії в СЕУ на ходовому режимі.

Втрати енергії на валопроводі

$$Q_{вп} = N_e^{ГД} \cdot (1 - \eta_{вп}) = 12253 \cdot (1 - 0,99) = 123 \text{ кВт.}$$

До рушія підводиться потужність $N_{вп}$

$$N_{вп} = N_e^{ГД} - Q_{вп} = 12253 - 123 = 12130 \text{ кВт}$$

Втрати енергії на рушії (Q_p) визначаються величиною пропульсивного коефіцієнту η . При $\eta = 0,7$ вони складають величину:

$$Q_{гв} = 0,3 \cdot 12130 = 3639 \text{ кВт.}$$

					КРБ.6.135.4217зсм.02.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

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

$$N_R = N_{en} - Q_{\varepsilon\delta} = 12130 - 3639 = 8491 \text{ кВт.}$$

ККД пропульсивного комплексу визначимо:

$$\eta_e^{ПК} = \frac{N_R}{Q_{пал}^{ГД}} = \frac{8491}{23689} = 0,36$$

Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ на ходовому режимі:

$$(\eta_{квт}^{сеу})_{xp} = \frac{N_R + Q_S^{VK} + Q_{OY} + P_{e\delta}^{ДГ}}{Q_{пал}^{ГД} + Q_{пал}^{ДГ}} = \frac{8491 + 709 + 409 + 1200}{23689 + 2834} = 0,41$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на ходовому режимі

$$(\eta_e^{сеу})_{xp} = \frac{N_R + P_{e\delta}^{ДГ}}{Q_{пал}^{ГД} + Q_{пал}^{ДГ}} = \frac{8491 + 1200}{23689 + 2834} = 0,37$$

Розрахунок потоків енергії на стоянковому режимі [6,10]

На стоянці без вантажних операцій працюють 1ДГ та КК в режимі спалювання палива (ДК). Розрахункова схема наведена на рис.2.4.

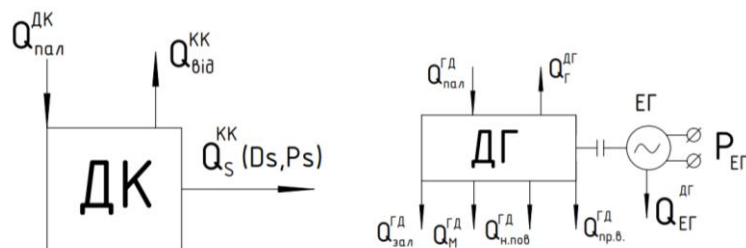


Рис. 2.4. Розрахункова схема процесів перетворення енергії в СЕУ на стоянковому режимі без вантажними операціями

Для дизель-генератору та допоміжного котла розрахунки потоків теплоти наведені вище.

Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ на стоянковому режимі з вантажними операціями

$$(\eta_{\text{квт}}^{\text{сеу}})_{\text{ср}} = \frac{P_{\text{ез}}^{\text{ДГ}} + Q_s^{\text{ДК}}}{Q_{\text{нал}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{нал}}^{\text{ДК}}} = \frac{1200 + 2127}{2834 + 2473} = 0,63$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на стоянковому режимі з вантажними операціями

$$(\eta_e^{\text{сеу}})_{\text{ср}} = \frac{P_{\text{ез}}^{\text{ДГ}}}{Q_{\text{нал}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{нал}}^{\text{ДК}}} = \frac{1200}{2834 + 2473} = 0,23$$

Висновки. Розраховані коефіцієнти корисної дії 0,37 та використання теплоти 0,41 на ходовому режимі, а також на стоянковому – 0,23 та 0,63 відповідно. Ці показники підтверджують ефективність СЕУ в такому складі.

					КРБ.6.135.4217зсм.02.02.ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4217зсм.02.03.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Визначення параметрів суднового двигуна 6G60ME-C9.5		
Студент	Топор О.В.						
Керівник	Коробейнікова						
					Літ.	Арк.	Аркушів
						36	20
					НЧК		

РОЗДІЛ 3 Визначення параметрів суднового двигуна MAN B&W 6G60ME-C9.5

3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна [5]

Двотактний, простої дії, кривошипний з надувом при постійному тиску і прямоточно-щілинним продуванням. Число циліндрів : 6. Діаметр поршня : 600 мм. Хід поршня : 2790 мм. Потужність у точці L_1 16080 кВт при 97 об/хв. Максимальний тиск: 150 бар. При експлуатації на газозові вказана потужність при 76% MCR 12253 кВт при 92,3 хв⁻¹.

Фундаментна рама 1 (рис. 3.1) складається з високих повздовжніх балок, зварених зі зварно-литими поперечними балками, в яких розміщені постілі рамових підшипників. Станіна 2 зварна і має високу жорсткість, блок циліндрів 5 чавунний. Фундаментна рама, станіна і блок циліндрів стягнуті між собою довгими анкерними зв'язками 3. Втулка циліндра 4 опирається на блок циліндрів, її верхня частина виведена з блоку і охоплюється тонкою рубашкою, що створює порожнину охолодження. Штуцери для підведення циліндрового масла розташовані у верхній частині втулки (трохи вище верхньої полки блока циліндрів).

Кришка циліндра 6 кована, із розсвердленнями для охолоджуючої води. У кришці розташовані корпус випускного клапана з клапаном 7, дві форсунки (без спеціального охолодження), а також пусковий та запобіжний клапани.

Кришка циліндра ковпакоподібного типу, тому при розташування поршня у верхній мертвій точці головка поршня розташовується вище району ущільнення кришки і втулки циліндра.

Поршень 8 виготовлено із хромо-молібденової сталі, охолоджується маслом, яке підводиться через телескопічний пристрій до штоку поршня 10 біля крейцкопфного з'єднання 11.

Шатун 12 має порівняно короткий стрижень, що сприяє зменшенню загальної висоти двигуна.

					КРБ.6.135.4217зсм.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

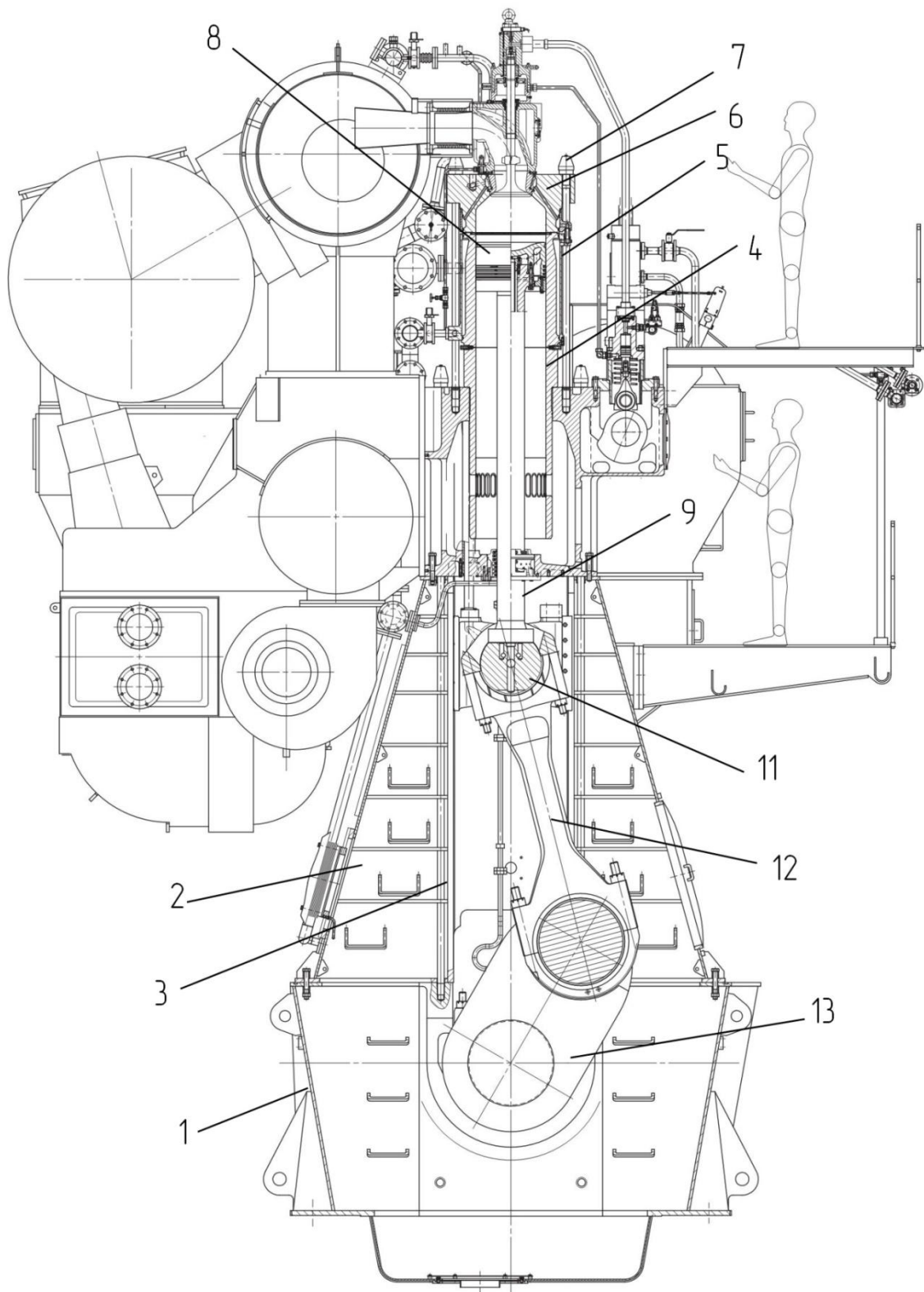


Рис.3.1 двигун MAN B&W 6G60ME-C9.5

1 - фундаментна рама, 2 – станіна, 3 – анкерні зв'язки, 4 – втулка циліндра, 5 – блок циліндрів, 6 – кришка циліндра, 7 – клапан, 8 – поршень, 9 – розподільчий вал, 10 – шток поршня, 11 - крейцкопфне з'єднання, 12 – шатун, 13 – колінчастий вал

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4217зст.02.03.ПЗ

Арк.

38

Колінчастий вал 13 зварного типу, зварення здійснено посередині рамкових шийок. Упорний вал складає єдине ціле з колінчастим валом, що зменшує загальну довжину двигуна з упорним підшипником і підвищує жорсткість остова.

Розподільчий вал 9 приводиться до обертання від колінчастого валу ланцюгової передачі, яка добре зарекомендувала себе в експлуатації. Розподільчий вал приводить до руху золотникові паливні насоси високого тиску і поршні гідравлічних приводів випускних клапанів [5].

Реверсування двигуна відбувається без реверсування розподільчого валу. При зміні напрямку обертання двигуна відбувається реверс тільки розподільвача повітря і приводу паливного насоса високого тиску. Реверсування паливного насоса високого тиску здійснюється перестановкою ролика штовхача плунжера у нове положення.

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

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

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

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

Двигун має ізобарну систему наддуву (з постійним тиском). При зменшенні навантаження приблизно до 25% підключають електроповітродувки. Клапанні коробки у повітряному ресивері тут використовують для попередження витрат продувного повітря при роботі двох електроповітродувок, які

					КРБ.6.135.4217зсм.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

вмикаються автоматично. Повітряний ресивер не має герметичних перегородок, які відділяють порожнину кожного циліндру, як це було виконано на МОД попереднього покоління при використанні під поршневих порожнин у якості другого ступеня наддува [5].

Крейцкопф і шатун

Крейцкопф має два напрямних черевика, встановлених плаваючими на кінцевих шейках. Центральна частина крейцкопфа є власне цапфою, розміщеної в крейцкопфний підшипнику.

На кришці крейцкопфний підшипника є виріз для установки штока поршня, що з'єднується з крейцкопфом. Підшипник крейцкопфа має вкладиші, покриті бабітом.

П'ятка штока поршня встановлюється на крейцкопф і центрується в ньому за допомогою направляючого кільця. На двигунах з різною специфікаційні потужністю між штоком поршня і крейцкопфом встановлюються прокладки відповідної товщини. Шток поршня кріпиться до крейцкопф чотирма болтами.

На кронштейн, встановлений між напрямних черевиком і крейцкопфний підшипником, спирається телескопічна труба, по якій мастильна і охолоджуюче масло надходить до крейцкопф, Мотильов шийці і поршня. Труба для зливу охолоджуючого масла з поршня встановлюється з протилежного боку поперечки. Остання ковзає в трубі з вирізом, встановленої всередині картера. З випускної труби масло надходить в контрольний пристрій кожного циліндра для перевірки температури і наявності потоку масла перш, ніж масло надходить в бак подвійного дна.

Крейцкопф має свердління для розподілу масла, що надходить по телескопічною трубі, частина - на охолодження поршня, частина - на мастило крейцкопфний підшипника і напрямних башмаків, а також через свердління в шатуне - на мастило Мотильов підшипника.

Центральне отвір і обидві поверхні ковзання черевиків крейцкопфа - покриті шаром бабіту. У нижній частині центрального отвору є стопорний болт. Крейцкопф центрируется в картері двигуна за допомогою черевиків і його переміщення обмежується накладками, прикріпленими до черевикам.

					КРБ.6.135.4217зст.02.03.ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Крейцкопфний підшипник збирається за допомогою чотирьох болтів з гайками. Гайки затягуються за допомогою гідравлічних інструментів.

Мотильов підшипник забезпечений вкладишами з бабітових шаром і збирається таким же чином, як і крейцкопфний.

Положення вкладишів крейцкопфний і Мотильов підшипників фіксується за допомогою гвинтів, що встановлюються в корпусах підшипників.

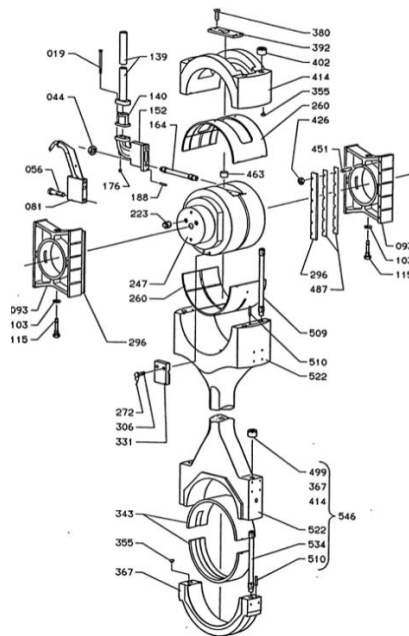


Рис.3.2. Крейцкопф і шатун

Колінчастий вал

Колінчастий вал виконаний півустановного, тобто його деталі з'єднуються за допомогою гарячої посадки.

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

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

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

					КРБ.6.135.4217зсм.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

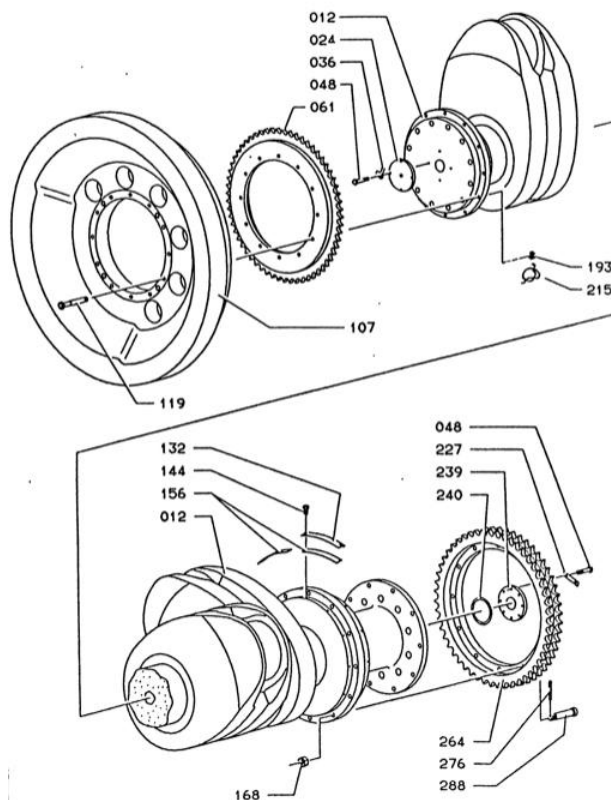


Рис.3.3. Колінчастий вал

Упорний підшипник

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

На колінчастому валі є наполеглива гребінь, який передає упор сегментам, розташованим по обом сторонам наполегливої гребеня. Обойми сегментів спираються на поверхні корпусу наполегливої підшипника і утримуються на місці за допомогою затискних скоб. На сторонах сегментів, що контактують із зятим гребенем і піддаються зносу, наноситься бабітові шар.

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

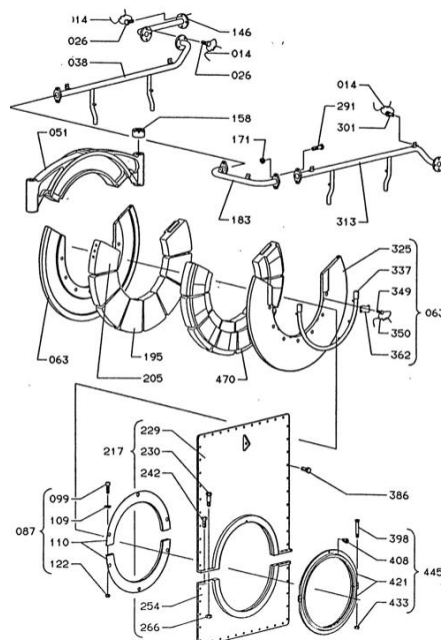


Рис.3.4. Упорний підшипник

Кришка циліндра

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

У нижній частині кришки встановлюється сорочка охолодження, утворює порожнину, в якій циркулює охолоджуюча вода. Інша порожнину охолодження образується навколо сидла випускного клапана при його монтажі. Обидві порожнини з'єднуються між собою за допомогою численних косих / радіальних сверлених.

Вода надходить з верхньої частини кожуха, навколишнього верхню частину циліндрової втулки, через переливні патрубки в сорочку, навколишню кришку циліндра. Звідси воді направляється через отвори для охолодження до полости, навколишнього сидла випускного клапана, і далі через отвори і переливні патрубки до випускного клапану і випускного трубопроводу.

У з'єднанні кришки з циліндровою втулкою розташоване кільце ущільнювача з м'якої сталі.

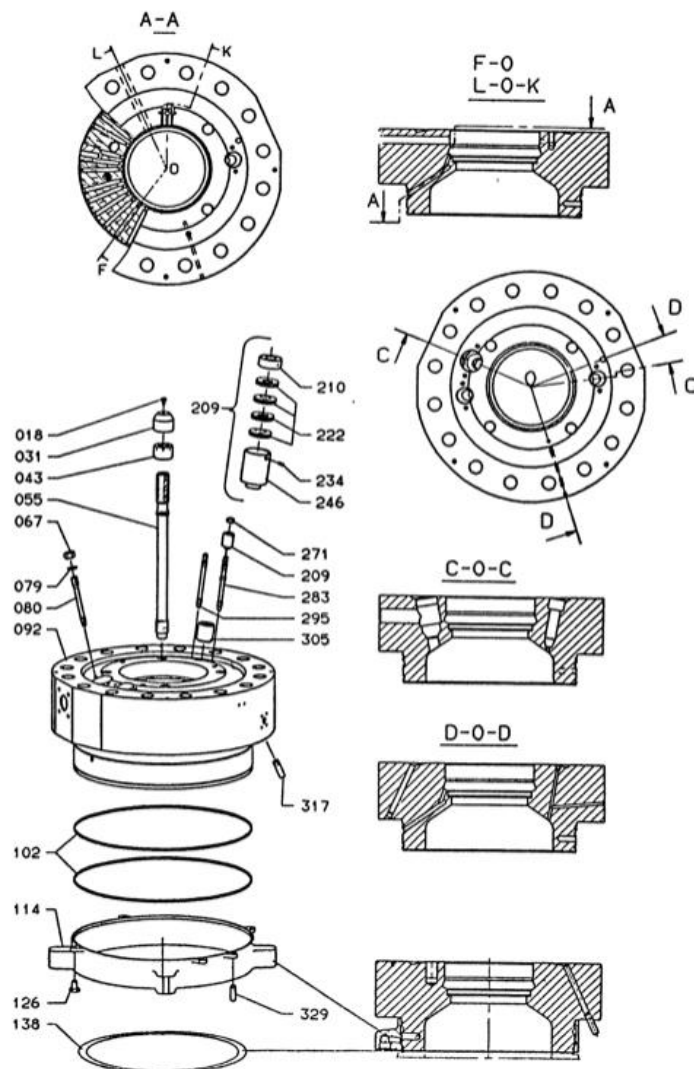


Рис.3.5. Кришка циліндра

Поршень зі штоком

Поршень складається з двох основних частин:

- головка поршня
- спідниця поршня.

Головка поршня кріпиться до верхньої частини штока поршня болтами. Спідниця в свою чергу кріпиться до голівки поршня також болтами. У голівці поршня є хромовані канавки для чотирьох поршневих кілець. Всі кільця мають косі зрізи: два - правих і два - лівих. У верхній частини головка поршня має вирізи для установки пристосування з метою виїмки поршня з циліндричної втулки. Шток поршня має наскрізний отвір для труби підведення охолоджуючого масла, яка кріпиться до верхньої частини штока. Охолоджуюче масло

					КРБ.6.135.4217зсм.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

надходить по трубі телескопії до крейцкопф, проходить з свердління в підставі штока поршня і по трубі в штоку - до голівки поршня.

Масло проходить через кілька сверлений в опорній частині головки поршня в порожнину навколо труби охолоджувального масла в штоку поршня. З свердління в п'яті поршневого штока масло направляється через крейцкопф до випускного отвору і трубі з вирізом всередині картера двигуна, а також до пристрою для контролю потоку масла. П'ятка штока поршня встановлюється на плоску площадку, вирізану у крейцкопф, і центрується в крейцкопф за допомогою трубки. С метою уніфікації конструкції двигуна при виборі різних величин його специфікаційні потужності використовуються прокладки між штоком поршня і крейцкопфом.

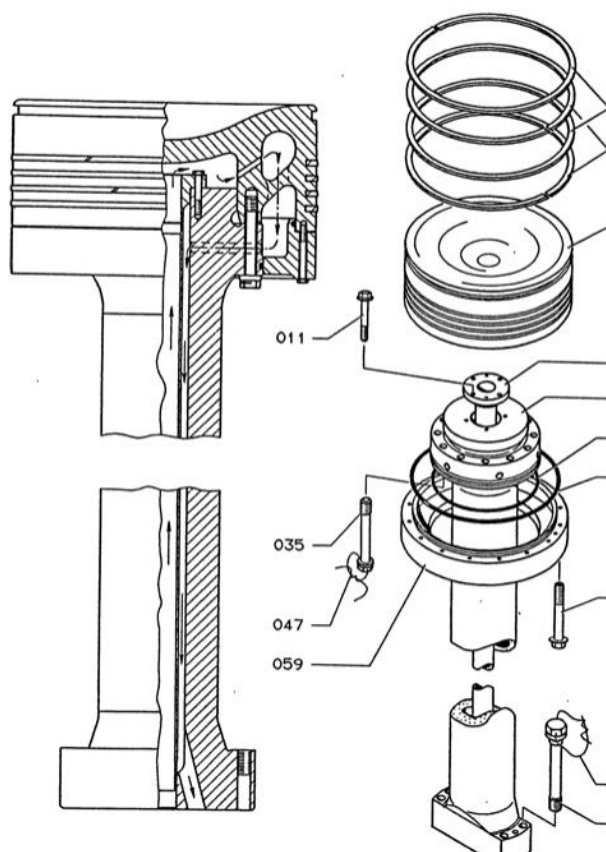


Рис.3.6. Поршень зі штоком

Форсунка

Форсунка складається з головки, сполучної гайки, корпусу і сопла. У середині корпусу встановлюється завзятий шпindel з пружиною проставка і розпилювач, що включає в себе золотник і голку. При установці форсунки на даху циліндра все вузли форсунки стягуються разом за допомогою гайок, які через

					КРБ.6.135.4217зст.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

головку, завзятий шпindel, розпилювач і сопло притискають корпус до конічeскому сідла в кришці циліндра. При демонтажі форсунки сполучна гайка утримує разом головку і корпус.

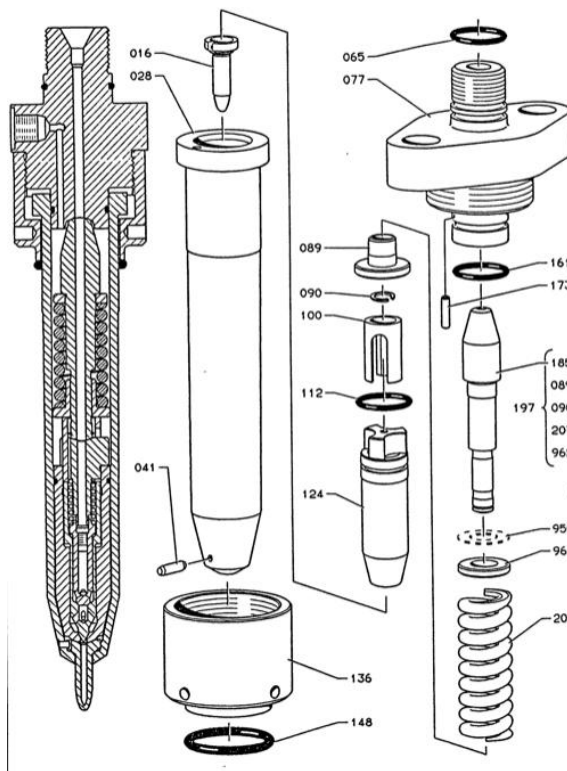


Рис.3.7. Форсунка

3.2 Системи головного двигуна

Судновий двигун MAN B&W 6G60ME-C9.5 має загальноприйняту систему пуску, що включає головний пусковий клапан, пускові клапани циліндрів і золотникового розподільника повітря. При реверсі двигуна реверсують лише розподільник повітря і штовхальники ПНВТ.

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

Системи циркуляційного мастила колінчастого валу і розподільного валу розділені. Насоси мастила колінчастого валу (дві одиниці) - відцентрового типу, з електроприводом. Мастило подається до двигуна по двох трубах: від нижньої

труби - на мастило рамових і упорних підшипників і на відсік приводів, від верхньої - до телескопів на мастило головних, крейцкопфів і мотильових підшипників і на охолодження поршнів. Мастило підшипників розподільного валу і живлення гідравлічної системи відкриття вихлопних клапанів забезпечується автономною системою з двома гвинтовими насосами з електроприводом.

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

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

3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

3.3.1 Початкові дані

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (стандартні умови застосування). Тиск навколишнього повітря p_0 . Варто приймати $p_0 = 0,1013$ МПа (стандартні умови застосування). Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 15$. Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,94$.

Показник адіабати повітря $k_g = 1,4$

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,93$. Адіабатний ККД турбіни $\eta_{тад} = 0,8$. Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,02$.

					КРБ.6.135.4217зсм.02.03.ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектованого. Приймаємо $\xi_z = 0,94$; $\xi_b = 0,98$. Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda = 1,12$. Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: (5 – 45) К – для ДВЗ з наддувом та (10 – 20) К – для ДВЗ без наддуву. Приймаємо $\Delta T_a = 10$ К. Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,99$. Механічний ККД двигуна η_m . Приймаємо $\eta_m = 0,94$. Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ox} = 0,005$ МПа.

Температура залишкових газів T_r .

Приймаємо $T_r = 700$ К [3].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на важке паливо середнього складу [3]: $C = 0,87$ кг – кількість вуглецю; $H = 0,126$ кг – кількість водню; $S = 0$ кг – кількість сірки; $O = 0,004$ кг – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 2 – тактних двигунів $Z = 1$. Нижча теплота згоряння палива Q_n . Приймаємо $Q_n = 42700$ (кДж/кг).

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 3,5$.

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

					КРБ.6.135.4217зст.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

3.3.2 Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К:

$$T_k = T_0 \left(1 + \frac{\frac{P_k^{0,286}}{P_0} - 1}{\eta_{ад}} \right) = 468,81$$

Температура повітря перед двигуном, К:

$$T_s = T_k - \eta_o(T_k - T_0) = 310,581$$

Температура заряду в кінці процесу наповнення, К:

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = 328,021$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа:

$$P_s = P_k - \Delta P_{охол} = 0,435$$

Тиск заряду в кінці процесу наповнення, МПа:

$$P_a = 0,97 \cdot P_s = 0,422$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_s}{P_a} \frac{T_s}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r} (1 - \varphi_n) = 0,888$$

3.3.3 Розрахунок процесу стискування

Середній показник політропи стискування:

$$n_1 = \frac{8,314}{a_{vc} + b_c N (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})} + 1 = 1,365$$

Тиск в кінці стискування, МПа:

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} = 16,992$$

Температура в кінці процесу стискання, К:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1} = 880,612$$

3.3.4 Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг:

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = 1,949$$

					КРБ.6.135.4217зсм.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

Хімічний коефіцієнт молярної зміни:

$$\beta_0 = 1 + \frac{8H + O}{32L} = 1,0162$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = 1,0159$$

Частина палива, що згоріла у точці z:

$$x_z = \xi_z / \xi_b = 0,959$$

Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z:

$$\beta_z = 1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} x_z = 1,015$$

Максимальна температура згоряння, К:

$$T_z = \frac{\frac{\xi_z Q_H}{\alpha L_0} + [C'_v + 8,314\lambda + \gamma_r(C''_v + 8,314)]T_c}{\beta_z(1 + \gamma_r)C_{pz}T_z} = 1459$$

Максимальний тиск згоряння, МПа:

$$P_z = \lambda \cdot P_c = 19,031$$

3.3.5 Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c} = 1,502$$

Ступінь подальшого розширення:

$$\delta = \varepsilon / \rho = 9,987$$

Середній показник політропи розширення:

$$n_z = 1 + \frac{8,314(\frac{\beta_z}{\beta} T_z - T_b)}{\frac{Q_H(\xi_b - \xi_z)}{L(1 + \gamma_r)\beta} + \frac{\beta_z}{\beta}(a_{vz} + b_z T_z)T_z - (a_{vb} + b_b T_b)T_b} = 1,311$$

Температура в кінці процесу розширення, К:

$$T_b = T_z \frac{1}{\delta^{n_z - 1}} = 713$$

					КРБ.6.135.4217зсм.02.03.ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тиск в кінці процесу розширення, МПа:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = 0,931$$

3.3.6 Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа:

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] = 1,949$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа:

$$P_i = P'_i \zeta (1 - \varphi_{\Pi}) = 1,775$$

Індикаторна питома витрата палива, кг/(кВт год):

$$b_i = 433 \frac{P_z \eta_H}{\alpha L_0 T_z P_i} = 0,155$$

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H} = 0,542$$

3.3.7 Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа:

$$P_e = P_i \cdot \eta_M = 1669$$

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

$$b_e = b_i / \eta_K = 0,1654$$

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \eta_M = 0,51$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13,1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i = 12278,5$$

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \cdot 100 = 0,176\%$$

Порівняння заданої та отриманої ефективної потужності двигуна, %

Похибка не перевищує допустимі 0,5 %.

					КРБ.6.135.4217зсм.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

3.3.8. Визначення дійсного π_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_n \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a = 33,437$$

де $R=287$ Дж/(кг·К) – універсальна газова стала для повітря.

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \cdot \frac{N_e}{3600} = 34,001$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_t = 0,94 \cdot P_k = 0,389$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_t}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 579,853$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0,79 \cdot \alpha \cdot L_0) = 1,982$$

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів Дж/(кг·К)

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461,6} + \frac{0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259,8} + \frac{0,79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296,8}} = 287,743$$

Показник адіабати розширення газу у турбіні:

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

Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\pi_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,9 \cdot P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t}{k_t - 1}}} \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t \right]}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_g}{k_g - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 3,392$$

Дійсний тиск наддуву, МПа

$$P_{kd} = \pi_k \cdot P_0 = 0,3436$$

Порівняння заданого та отриманого тиску наддуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \cdot 100 = 0,5\%$$

Похибка не перевищує допустимі 0,5%.

3.4 Побудова індикаторної діаграми

Розрахункову індикаторну діаграму будують по даним розрахунку робочого циклу. Побудова діаграми виконується аналітичним способом, так як графічні методи побудови дають великі помилки.

Ординати точок політропи стиску і розширення вираховуються за допомогою наступних формул:

$$p = p_c / (V/V_c)^{n_1} \text{ — для процесу стиску;}$$

$$p = p_z \cdot \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2} \text{ — для процесу розширення,}$$

де $\frac{V}{V_c} = \varepsilon_x$ — відношення об'ємів, що представляє собою значення ступеня стиску в даний момент.

					КРБ.6.135.4217зсм.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,365
Показник політропи розширення n_2	1,311
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	16,992
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	19,031
Ступінь попереднього розширення ρ	1,502
Ступінь стиснення ε	15

Таблиця 3.1. Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$	V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	19,03		8,37	0,94	2,01
1,00	16,54	19,03	9,03	0,84	1,82
1,74	7,98	19,03	9,69	0,77	1,66
2,40	5,14	10,35	10,36	0,7	1,52
3,06	3,69	7,53	11,02	0,64	1,40
3,72	2,83	5,83	11,68	0,59	1,30
4,39	2,26	4,69	12,35	0,55	1,21
5,05	1,86	3,90	13,01	0,51	1,13
5,71	1,58	3,32	13,67	0,48	1,06
6,38	1,35	2,87	14,34	0,45	0,99
7,04	1,18	2,53	15,00	0,42	0,94
7,70	1,05	2,25	15,00		0,42

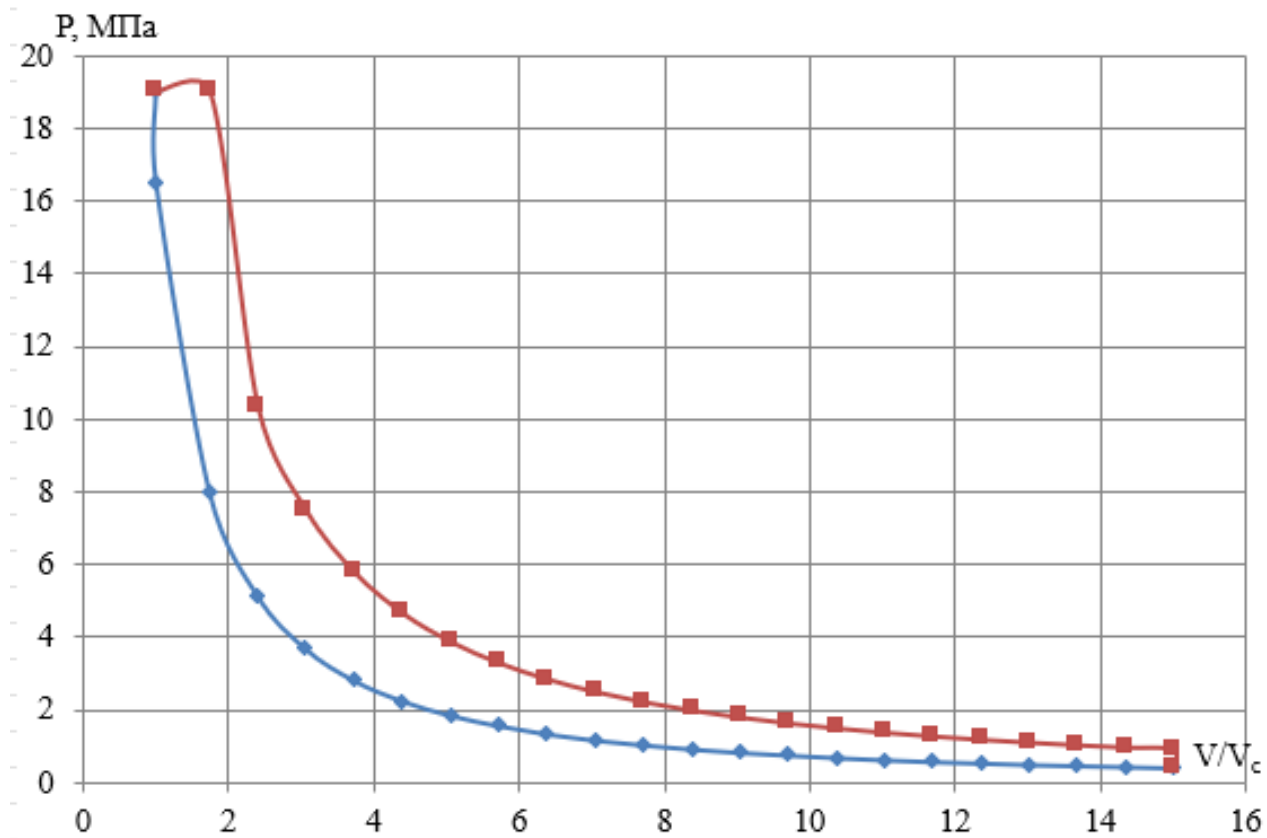


Рис. 3.8. Індикаторна діаграма

					БР.6.135.4217зст.02.04.ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
					Розрахунок характеристик суднового комбінованого котла	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Топор О.В.						56	21
Керівник	Коробейнікова					НУК		

РОЗДІЛ 4 Розрахунок характеристик суднового допоміжного котла

На судні встановлено комбінований котел Kangrim типу РС 06, паропродуктивністю 3,0 т/год при спалюванні палива та 1,0 т/год в режимі утилізації відпрацьованих газів головного двигуна.

4.1 Загальний устрій котла

Комбіновані парогенератори можна зустріти на судах різної потужності. По масовим та габаритним показникам вони мають більшу перевагу, ніж допоміжний та утилізаційний парогенератори, виконані окремо. [10]

Це знизить витрати на виготовлення судна, а також зменшить масо-габаритні показники СЕУ. Спрощується система автоматичного регулювання котельної установки. Функцію сепаратора пари виконує УК, тому необхідність установлення окремого сепаратора відпадає. Особливістю такого типу котлів є те, що допоміжний та утилізаційний парогенератори поєднані в єдину конструкцію.

В такому випадку, наприклад, якщо на ходу судна паропродуктивність утилізаційної частини недостатня (головний двигун працює з пониженим навантаженням), підключається до дії топковий пристрій другої частини парогенератора.

4.2 Вибір компоувальної схеми котла

Комбінований котел Kangrim РС 06 представлено на (рис. 4.1). Утилізаційна частина складається з газотрубного котла, якій виробляє тільки насичену пару і має паропродуктивність до 30 т/год. Відпрацьовані гази головного двигуна потрапляють у приймальну камеру, потім по трубному пучку догори у вихідну камеру. При цьому гази підігрівають воду до кипіння та утворення насиченої пари [9].

Паливна частина має топку, яка являє собою циліндричну бочку. Верхня частина топки плоска, тому потребує підкріплення її зв'язками з верхньою частиною зовнішнього міцного корпусу. Конвективна поверхня підігріву виконана у вигляді поперечних кип'ятильних труб, розташованих у газоході

					КРБ.6.135.4217зсм.02.04.ПЗ	Арк.
						57
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

прямокутного перерізу. Незважаючи на компактність конструкції котел можна легко мити [9].

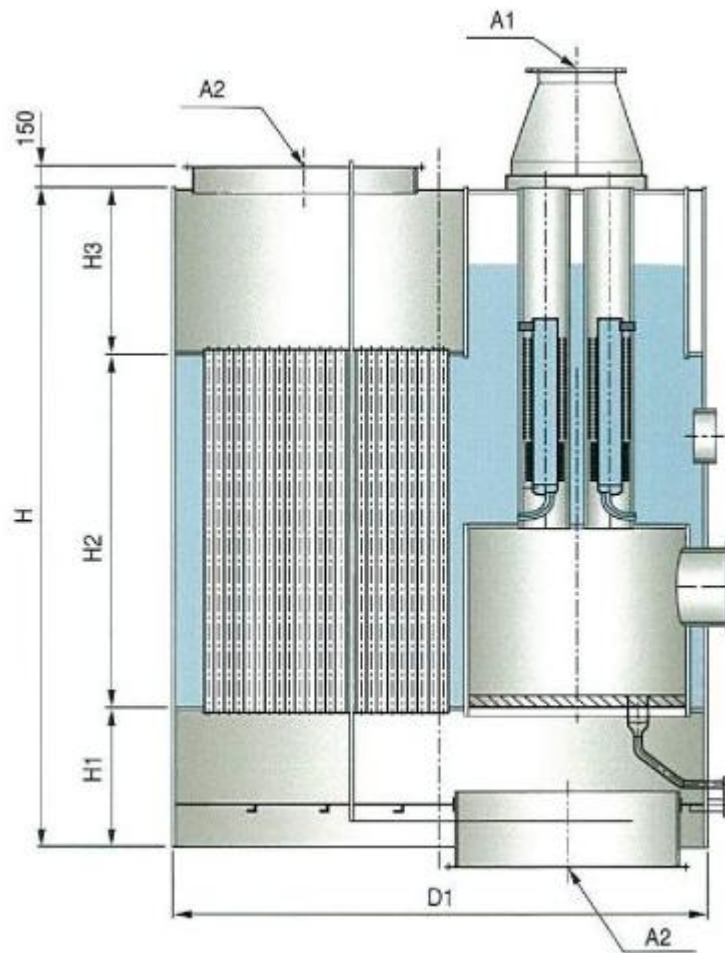


Рис. 4.1. Комбінований котел Kangrim типу PC 06

4.3 Розрахунок процесу горіння

Початкові дані

$D_{ук} = 1000 \text{ кг/год}$ – паропродуктивність утилізаційної частини;

$D_{п} = 3000 \text{ кг/год}$ – паропродуктивність паливної частини;

$P_{нп} = 0,7 \text{ МПа}$ – тиск насиченої пари;

α - коефіцієнт надлишку повітря;

$\alpha_{двз} = 2,9$; $\alpha_{п} = 1,15$.

$t_{д} = 260 \text{ °C}$ – температура газів при виході з двигуна;

					КРБ.6.135.4217зсм.02.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		58

$t_{\text{жв}} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ – температура живильної води;

$t_{\text{н}} = 165\text{ }^{\circ}\text{C}$ – температура насичення;

$i' = 697,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ – ентальпія киплячої води;

$i'' = 2761,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ – ентальпія сухої насиченої пари;

$i_{\text{жв}} = 209,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ – ентальпія живильної води;

$\varphi = 0,98$ – коефіцієнт збереження тепла;

$g_e = 0,163 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$ – питома витрата палива;

$L_o = 14,3 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$ – теоретична кількість повітря, необхідна для спалювання 1

кг палива;

Розрахунок процесу горіння та побудова I-9 діаграми [12]

Утилізаційна частина

Марка палива – для ДВЗ моторне;

Склад горючої маси:

$$C^r + H^r + S_{\text{л}}^r + N^r + O^r = 100\%;$$

Вуглець - $C^r = 87\%$;

Водень - $H^r = 12,6\%$;

Азот + кисень - $N^r + O^r = 0,4\%$;

Летуча сірка - $S_{\text{л}}^r = 0\%$.

Склад робочої маси:

$$C^p + H^p + S_{\text{л}}^p + N^p + O^p + A^p + W^p = 100\%;$$

Зола - $A^p = 0,05\%$;

Волога - $W^p = 1,5\%$.

Перерахунок горючої маси палива на робочу:

Перевідний коефіцієнт:

$$\frac{100 - A^p - W^p}{100} = \frac{100 - 0,05 - 1,5}{100} = 0,9845.$$

					КРБ.6.135.4217зст.02.04.ПЗ	Арк.
						59
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$\left. \begin{aligned} C^p &= 87 \cdot 0,9845 = 85,7\% \\ H^p &= 12,6 \cdot 0,9845 = 12,4\% \\ N^p + O^p &= 0,4 \cdot 0,9845 = 0,394\% \\ S_{\text{п}}^p &= 0 \cdot 0,9845 = 0\% \end{aligned} \right\} 100\%$$

Нижча теплота згорання:

$$Q_{\text{н}}^p = 40600 \text{ кДж/кг};$$

Вологовміст атмосферного повітря:

$$d = 0,01 \text{ кг/кг};$$

Об'єм теоретично необхідної кількості повітря:

$$V^o = 0,0889(C^p + 0,375S_{\text{п}}^p) + 0,267H^p - 0,0333 \cdot O^p;$$

$$V^o = 0,0889(85,7 + 0,375 \cdot 0) + 0,267 \cdot 12,4 - 0,0333 \cdot 0,394 = 10,87 \text{ м}^3/\text{кг};$$

Сумарний об'єм газів CO_2 та SO_2 :

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

де $K^p = C^p + 0,375S_{\text{п}}^p$ – наведений вуглець палива;

$$K^p = 85,7 + 0,375 \cdot 0 = 85,7;$$

$$V_{RO_2} = 0,0187 \cdot 85,7 = 1,595 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Об'єм водяної пари (при $\alpha = 2,9$):

$$V_{H_2O}^o = 0,111H^p + 0,0124W^p + 1,6dV^o\alpha;$$

$$V_{H_2O}^o = 0,111 \cdot 12,4 + 0,0124 \cdot 1,5 + 1,6 \cdot 0,01 \cdot 10,87 \cdot 3,17 = 1,946 \text{ м}^3/\text{кг};$$

Об'єм водяної пари (при $\alpha = 1$):

$$V_{H_2O}^o = 0,111 \cdot H^p + 0,0124 \cdot W^p + 1,6dV^o;$$

$$V_{H_2O}^o = 0,111 \cdot 12,4 + 0,0124 \cdot 1,5 + 1,6 \cdot 0,01 \cdot 10,87 = 1,569 \text{ м}^3/\text{кг};$$

Об'єм азоту (при $\alpha = 1$):

$$V_{N_2}^o = 0,79 \cdot V^o = 0,79 \cdot 10,87 = 8,587 \text{ м}^3/\text{кг};$$

Теоретичний (мінімальний) об'єм продуктів повного згорання 1 кг палива при $\alpha = 1$:

					КРБ.6.135.4217зсм.02.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		60

$$V_r^o = V_{RO_2} + V_{N_2}^o + V_{H_2O}^o = 1,595 + 8,587 + 1,569 = 11,75 \text{ м}^3/\text{кг};$$

Дійсний об'єм газів:

$$V_r = V_{RO_2} + V_{N_2}^o + V_{H_2O}^o + (1 + 1,6d)(\alpha - 1) \cdot V^o;$$

$$V_r = 1,595 + 8,587 + 1,569 + (1 + 1,6 \cdot 0,01) \cdot (3,17 - 1) \cdot 10,87 = 35,72 \text{ м}^3/\text{кг};$$

Об'єм частки продуктів згорання:

- суми вуглекислого та сірчистого газів r_{RO_2} :

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_r} = \frac{1,595}{35,72} = 0,044 ;$$

- водяної пари:

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_r} = \frac{1,946}{35,72} = 0,054 ;$$

- суми триатомних газів:

$$r_{\Pi} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,044 + 0,054 = 0,098 ;$$

Ентальпія продуктів повного згорання 1 кг палива:

$$I_r = (V_{RO_2} C_{RO_2} + V_{N_2}^o C_{N_2} + V_{H_2O}^o C_{H_2O}) \cdot g;$$

Ентальпія теоретично необхідної кількості повітря:

$$I_b^o = V^o C_b g.$$

Результати розрахунків представлені у вигляді I - g діаграми (рис.4.2).

					КРБ.6.135.4217зсм.02.04.ПЗ	Арк.
						61
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

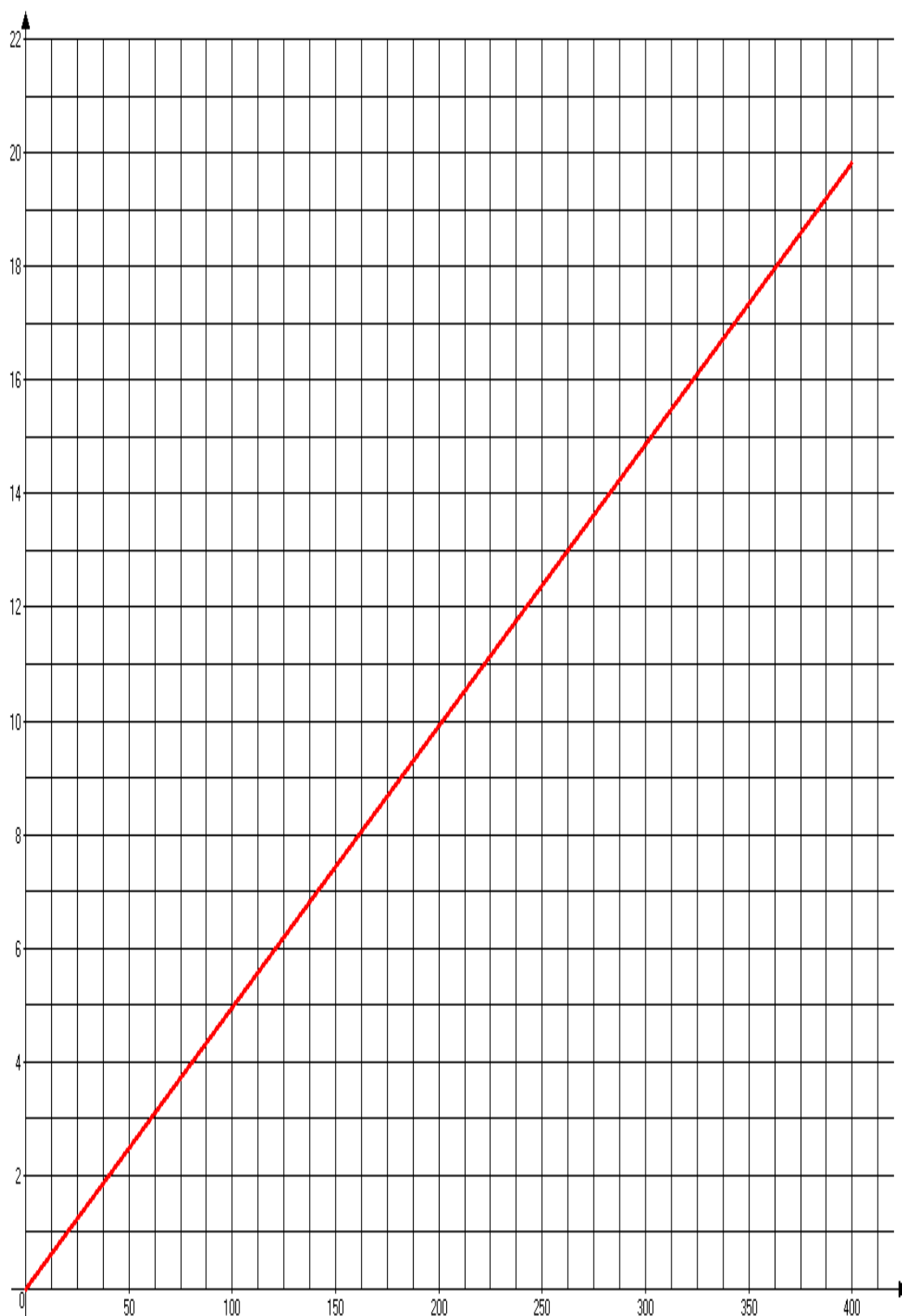


Рис.4.2. Діаграма I - ϑ . Паливо моторне. $\alpha = 2.9$

Паливна частина [12]

Паливо – моторне .

Теоретично необхідна кількість сухого повітря:

$$V^o = 0,0889(C^p + 0,375S_{\text{п}}^p) + 0,267H^p - 0,0333 \cdot O^p;$$

$$V^o = 0,0889(85,505 + 0,375 \cdot 0,7908) + 0,267 \cdot 12,0597 - 0,0333 \cdot 0,494 = 10,8 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Сумарний об'єм газів CO_2 та SO_2 :

$$V_{RO_2} = 0,0187(C^p + 0,375)S_{\text{п}}^p = 0,0187(85,505 + 0,375)0,7908 = 1,6.$$

Теоретичний об'єм водяної пари при $d = 0,01 \text{ кг}/\text{кг}$:

$$V_{H_2O}^o = 0,111H^p + 0,0124W^p + 1,6d \cdot V^o;$$

$$V_{H_2O}^o = 0,111 \cdot 12,0597 + 0,0124 \cdot 1 + 1,6 \cdot 0,01 \cdot 10,8 = 1,57;$$

Дійсний об'єм водяної пари:

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^o + 1,6d \cdot V^o \alpha = 1,57 \cdot 1,6 \cdot 0,01 \cdot 10,8 \cdot 1,15 = 1,769;$$

Теоретичний об'єм азоту:

$$V_{N_2}^o = 0,79 \cdot V^o = 0,79 \cdot 10,8 = 8,532;$$

Повний об'єм продуктів згорання:

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

$$V_r = 1,6 + 8,532 + 1,57 + (1 + 1,6 \cdot 0,01)(1,15 - 1) \cdot 10,8 = 13,55;$$

Парціальний об'єм триатомних газів:

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_r} = \frac{1,6}{13,55} = 0,118;$$

Парціальний об'єм водяної пари:

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_r} = \frac{1,769}{13,55} = 0,13;$$

Сума триатомних газів:

$$r_{\text{п}} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,118 + 0,13 = 0,248.$$

					КРБ.6.135.4217зсм.02.04.ПЗ	Арк.
						63
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Ентальпія продуктів повного згорання 1 кг палива:

$$I_{\Gamma} = (V_{RO_2} C_{RO_2} + V_{N_2}^o C_{N_2} + V_{H_2O}^o C_{H_2O}) \cdot \vartheta;$$

Ентальпія теоретично необхідної кількості повітря:

$$I_{\text{в}}^o = V^o C_{\text{в}} \vartheta.$$

Результати розрахунків представлені у вигляді I - ϑ діаграми (рис.4.3).

4.4. Тепловий баланс котла

Утилізаційна частина [12]

Для розрахунку ентальпій і температур продуктів згорання скористуємось рівнянням теплового балансу по газовій та пароводяній сторонам.

Для паротвірної поверхні утилізаційного газотрубного котла рівняння теплового балансу буде мати вигляд:

$$Q_{\text{по}} = D_{\text{ук}} (i_{\text{н}} - i_{\text{жв}}) = B \cdot \phi (I_{\text{д}} - I_{\text{відх}}),$$

де $D_{\text{ук}} = 1000$ кг/год – паропродуктивність утилізаційної частини;

Витрата палива:

$$B = \frac{g_e \cdot N_e}{3600} = \frac{0,163 \cdot 12253}{3600} = 0,555 \text{ кг/с};$$

Ентальпію газів на вході в котел $I_{\text{д}}$, знаходимо за допомогою I – ϑ діаграми по $t_{\text{д}} = 260^\circ \text{C}$.

$$I_{\text{д}} = 12700 \text{ кДж/кг}.$$

Визначимо ентальпію газів на виході з котла:

$$I_{\text{відх}} = I_{\text{д}} - \frac{D_{\text{ук}} (i_{\text{н}} - i_{\text{жв}})}{B \cdot \phi} = 12700 - \frac{1000 (2761,1 - 209,3)}{3600 \cdot 0,555 \cdot 0,98} = 11172,1 \text{ кДж};$$

За допомогою I – ϑ діаграми знаходимо температуру газів на виході з котла:

$$\vartheta_{\text{відх}} = 180^\circ \text{C};$$

					КРБ.6.135.4217зст.02.04.ПЗ	Арк.
						64
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$I,$
МДж/кг ↑

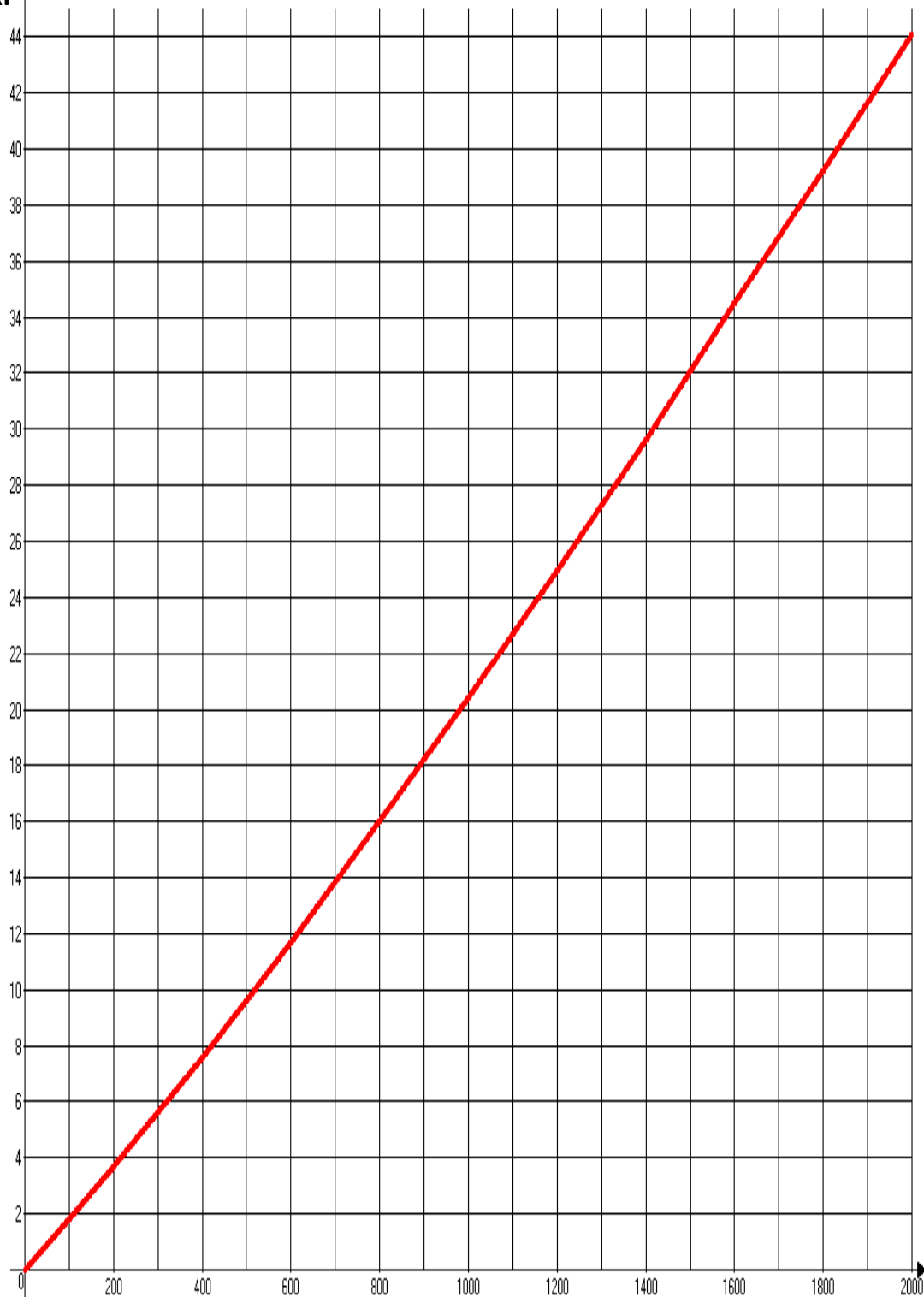


Рис. 4.3. Діаграма $I-P$. Паливо моторне. $\alpha = 1.15$

					КРБ.6.135.4217зст.02.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		65

Рівняння теплового балансу УК має наступний вигляд:

$$BI_{\text{д}} = Q_1 + Q_5 + BI_{\text{відх}},$$

де Q_1 – корисна теплосприйняття котла, тобто та частина тепла, яка пішла на отримання пари та гарячої води.

$$Q_1 = Q_{\text{нп}} + Q_{\text{по}} + Q_{\text{эк}}, \text{ кВт},$$

так як в газотрубному пароводяному котлі мається тільки паротвірна поверхня, то

$$Q_1 = Q_{\text{по}} = B\varphi(I_{\text{д}} - I_{\text{відх}}) = 0,555 \cdot 0,98 \cdot (12700 - 11172,1) = 488 \text{ кВт};$$

Q_5 – втрати тепла в навколишнє середовище;

$$Q_5 = 0,035 \cdot B \cdot I_{\text{д}} = 0,035 \cdot 0,555 \cdot 12700 = 98 \text{ кВт};$$

$B \cdot I_{\text{д}}$ – підведена теплота з відпрацьованими газами;

Коефіцієнт використання теплоти:

$$\eta_{\text{ук}} = \frac{Q_{\text{пол}}}{B \cdot I_{\text{д}}} = \frac{Q_1}{B \cdot I_{\text{д}}};$$

Корисна теплота:

$$Q_{\text{пол}} = Q_1 = Q_{\text{по}};$$

$$\eta_{\text{ит}} = 0,38.$$

Паливна частина [12]

Розполагаєма теплота:

$$Q_{\text{р}}^{\text{р}} = Q_{\text{Н}}^{\text{р}} + i_{\text{т.л.}} = 40600 + 187,86 \approx 41489 \text{ кДж / кг};$$

Температура підігрітого важкого палива:

$$t_{\text{т.л.}} = 95^{\circ} \text{C (приймаємо)};$$

Теплоємність важкого палива:

$$i_{\text{т.л.}} = (1,74 + 0,0025 \cdot t_{\text{т.л.}}) \cdot t_{\text{т.л.}} = (1,74 + 0,0025 \cdot 95) \cdot 95 = 187,86 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{K)};$$

Відносна втрата теплоти в навколишнє середовище:

$$q_5 = 1\% \text{ (приймаємо)};$$

Відносна втрата теплоти з відпрацьованими газами:

					КРБ.6.135.4217зсм.02.04.ПЗ	Арк.
						66
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$q_2 = 1 - \eta - q_5 - q_3 = 100 - 86 - 1 - 0.5 = 12.5\%;$$

Втрата теплоти з відпрацьованими газами:

$$Q_2 = \frac{Q_p^p \cdot q_2}{100} = \frac{41489 \cdot 12.5}{100} = 6370 \text{ кДж / кг};$$

Ентальпія холодного повітря:

$$I_{\text{х.п.}} = \alpha V^{\circ} C_{\text{вл.п.}} \cdot t_{\text{х.п.}} = 1.15 \cdot 10.8 \cdot 1.32 \cdot 30 = 492.06 \text{ кДж / кг};$$

$$t_{\text{х.п.}} = 30^{\circ} \text{C};$$

Ентальпія відпрацьованих газів:

$$I_{\text{відх}} = Q_2 + I_{\text{х.п.}} = 6370 + 492.06 = 6862 \text{ кДж / кг};$$

Температура відпрацьованих газів:

$$g_{\text{yx}} = 370^{\circ} \text{C} \text{ (діаграма } I-g \text{)};$$

Витрата палива:

$$B = \frac{D(i_{\text{нп}} - i_{\text{жв}})}{\eta \cdot Q_p^p} = \frac{0.833 \cdot (2761.1 - 209.3)}{0.86 \cdot 41489} = 0.0596 \text{ кг / с};$$

Теоретична ентальпія газів:

$$I_a = Q_p^p \left(\frac{100 - q_3}{100} \right) + I_{\text{х.п.}} = 41489 \left(\frac{100 - 0.5}{100} \right) + 492.06 = 41384.8 \text{ кДж / кг};$$

Теоретична температура газів:

$$g_a = 1890^{\circ} \text{C} \text{ (діаграма } I-g \text{)};$$

Розполагаємий теплоперепад:

$$\Delta I = I_a - I_{\text{відх}} = 41384.8 - 6862 = 34522.5 \text{ кДж / кг}.$$

4.5. Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь

Розрахунок поперечного перерізу газотрубного котла [12]

Приймаємо швидкість газу $\omega_r = 30 \text{ м/сек}$;

Діаметр труб: внутрішній $d_{\text{вн}} = 32 \text{ мм}$;

зовнішній $d_{\text{зов}} = 38 \text{ мм}$;

товщина $\delta = 3 \text{ мм}$.

					КРБ.6.135.4217зсм.02.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		67

Площа живого перерізу:

$$F_{\text{жп}} = \frac{g_e N_e}{3600} \cdot V_r \left(\frac{\bar{\vartheta} + 273}{273} \right) \cdot \frac{1}{\omega_r},$$

де $\bar{\vartheta}$ - середньоарифметична температура;

$$\bar{\vartheta} = 0,5(t_d + \vartheta_{\text{вдх}}) = 0,5(265 + 180) = 225,5^\circ \text{C};$$

$$V_r = 35,72 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$F_{\text{жп}} = \frac{0,163 \cdot 12253}{3600} \cdot 35,72 \left(\frac{225,5 + 273}{273} \right) \cdot \frac{1}{30} = 0,47 \text{ м}^2.$$

Знаходимо кількість труб, Z :

$$F_{\text{жп}} = \left(\frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} \right) \cdot Z,$$

$$\text{звідки } Z = \frac{4F_{\text{жп}}}{\pi d_{\text{вн}}^2} = \frac{4 \cdot 0,47}{3,14 \cdot 0,032^2} = 584,69,$$

приймаємо кількість труб $Z = 585$ шт.

Уточнюємо площу живого перерізу та швидкість газів:

$$F_{\text{жп}} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot Z = \frac{3,14 \cdot 0,032^2}{4} \cdot 585 = 0,47 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{жп}} = \frac{g_e \cdot N_e}{3600} \cdot V_r \left(\frac{\bar{\vartheta} + 273}{273} \right) \cdot \frac{1}{F_{\text{жп}}};$$

$$F_{\text{жп}} = \frac{0,163 \cdot 12253}{3600} \cdot 35,72 \left(\frac{225,5 + 273}{273} \right) \cdot \frac{1}{0,47} = 30 \text{ м/с};$$

Приймаємо крок труб у пучку S :

При ввальцовці в трубні дошки $S \geq 1,3d$

$$S = 50 \text{ мм}.$$

Креслимо ескіз та знаходимо діаметр корпуса котла D ;

Розбивка трубної дошки виконана за схемою рівностороннього трикутника. Діаметр корпуса котла $D = 3200 \text{ мм}$.

					КРБ.6.135.4217зсм.02.04.ПЗ	Арк.
						68
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Конструктивний тепловий розрахунок утилізаційної частини котла [12]

Метою конструктивного теплового розрахунку є визначення площі поверхні нагріву, яка повинна забезпечувати задану паропродуктивність.

Площа поверхні нагріву визначається шляхом сумісного рішення:

- рівняння теплопередачі:

$$Q = HK\Delta t;$$

- рівняння теплового балансу:

$$Q = D_{ук} (i_n - i_{жсв}) = \frac{1000}{3600} (2761,1 - 209,3) = 708,83;$$

- площа поверхні нагріву H :

$$H = \frac{Q}{K\Delta t},$$

де Δt – температурний напір;

$$\Delta t = \frac{g_d - g_{відх}}{\ln \frac{g_d - t_s}{g_{відх} - t_s}} = 38,6^\circ C.$$

K – коефіцієнт теплопередачі,

$$K = \Psi(\alpha_k + \alpha_l),$$

де Ψ - коефіцієнт теплової ефективності;

$$\Psi = 0,6.$$

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням не враховується, так як температура газів нижче $300^\circ C$;

α_k – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією при течії газів всередині труб:

$$\alpha_k = 0,023 \frac{\lambda}{d_e} \left(\frac{\omega_r \cdot d_e}{v} \right)^{0,8} \cdot P_r^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l,$$

де C_t – поправка, яка враховує вплив температурного фактора на величину α_k .

При охолодженні газів $C_t = 1$;

C_l – поправка, яка враховує вплив довжини каналу на α_k , так як $l/d \geq 50$

					КРБ.6.135.4217зст.02.04.ПЗ	Арк.
						69
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$C_l = 1;$$

d_e – еквівалентний діаметр робочого каналу;

$$d_e = d_{\text{вн}} = 32 \text{ мм};$$

ω_r – швидкість газів;

$$\omega_r = 30 \text{ м/с}.$$

Фізичні параметри:

$$\lambda_r = 4,06 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/м} \cdot \text{К} - \text{коефіцієнт теплопровідності}; \quad \nu = 33,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} -$$

коефіцієнт кінематичної в'язкості; $P_r = 0,64$ – критерій Прандтля;

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{4,06 \cdot 10^{-2}}{32 \cdot 10^{-3}} \cdot \left(\frac{30 \cdot 32 \cdot 10^{-3}}{33,5 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,64^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 = 106,76 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К},$$

$$K = 0,6 \cdot 106,76 = 80,07 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К};$$

$$H = \frac{709 \cdot 10^3}{38,6 \cdot 80,07} = 106,45 \text{ м}^2.$$

Довжина труб:

$$l = \frac{H}{\pi d_{\text{сп}} \cdot Z};$$

$$d_{\text{сп}} = \frac{38 + 32}{2} = 35 \text{ мм};$$

$$l = \frac{106,45}{3,14 \cdot 0,035 \cdot 585} = 1,66 \text{ м}.$$

Тепловий розрахунок топки паливної частини котла [12]

Питома потужність топки:

$$q_t = 1,0 \cdot 10^3 \text{ кВт/м}^3 \text{ (приймаємо);}$$

Об'єм топки:

$$V_t = \frac{B \cdot Q_p^p}{q_t} = \frac{0,555 \cdot 41098,2}{1,0 \cdot 10^3} = 22,8 \text{ м}^3;$$

					КРБ.6.135.4217 зм.02.04.ПЗ	Арк.
						70
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Кількість форсунок:

$$N = 1 \text{ (приймаємо);}$$

Розрахункова продуктивність однієї форсунки:

$$B_{\phi} = B / N = 0,555 / 1 = 0,555 \text{ кг / с;}$$

Витрата повітря крізь отвір фурми ($P \approx 0,1 \text{ МПа}$):

$$V_{\phi}^{\text{сек}} = \frac{\alpha \cdot V^0 \cdot B_{\phi} (t_{\text{хп}} + 273)}{273} = \frac{1,15 \cdot 10,1 \cdot 0,555 (30 + 273)}{273} = 3,06 \text{ м / с.}$$

Швидкість повітря у отворі фурми:

$$W'_{\phi} = 30 \text{ м/с;}$$

Живий переріз отвору фурми:

$$f' = V_{\phi}^{\text{сек}} / W'_{\phi} = 3,06 / 30 = 0,102 \text{ м}^2;$$

Діаметр отвору фурми:

$$d'_{\phi} = \sqrt{f' / 0,785} = 0,102 / 0,785 = 0,15 \text{ м;}$$

Округляємо до стандартного розміру:

$$d_{\phi} = 0,18 \text{ м;}$$

Прийнятий живий переріз отвору фурми:

$$f = 0,785 \cdot d_{\phi}^2 = 0,785 \cdot 0,18^2 = 0,025 \text{ м}^2;$$

Дійсна швидкість повітря у отворі фурми:

$$\omega = V_{\phi} / f = 3,06 / 0,025 = 122,4 \text{ м / с;}$$

Довжина топки:

$$L_{\tau} = A \sqrt{B_{\phi}} = 4,8 \cdot \sqrt{0,555} = 3,58 \text{ м;}$$

Ширина топки:

$$D_{\tau} = D - 0,2 = 2,3 \text{ м;}$$

$$V_{\tau} = \frac{\pi D_{\tau}^2}{4} \cdot h_{\tau} \Rightarrow h_{\tau} = V_{\tau} / \frac{\pi D_{\tau}^2}{4} = \frac{9,08 \cdot 4}{3,14 \cdot 2,3^2} = 2,19 \text{ м;}$$

					КРБ.6.135.4217зсм.02.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		71

Промінесприймаюча поверхня нагріву топки:

$$H_{\text{л}} = \pi D_{\text{т}} \cdot h_{\text{т}} - \frac{\pi d_{\text{ф}}^2}{4} + 2 \frac{\pi D_{\text{т}}^2}{4};$$

$$H_{\text{л}} = 3,14 \cdot 2,3 \cdot 2,19 - \frac{3,14 \cdot 0,18^2}{4} + 2 \frac{3,14 \cdot 2,19^2}{4} = 23,32 \text{ м}^2;$$

Повна поверхня стін топки:

$$H_{\text{ст.}} = \pi D_{\text{т}} \cdot h_{\text{т}} + \frac{\pi D_{\text{т}}^2}{4} \cdot 2 = 3,14 \cdot 2,3 \cdot 2,19 + \frac{3,14 \cdot 2,3^2}{4} \cdot 2 = 24,12 \text{ м}^2;$$

Розрахунок теплообміну в топці

Температура газів за топкою:

$$\vartheta_{\text{зт}} = 1200^\circ \text{C} \text{ (приймаємо);}$$

Ентальпія газів на виході з топки:

$$I_{\text{з.т.}} = 25100 \text{ кДж / кг (діаграма } I - \vartheta \text{);}$$

Ступінь екранування топки:

$$\psi = H_{\text{л}} / H_{\text{ст.}} = 23,32 / 24,12 = 0,9.$$

Середня сумарна теплоємність газів:

$$\Sigma(V_{\text{с}})i = \frac{I_{\text{а}} - I_{\text{з.т.}}}{\vartheta_{\text{а}} - \vartheta_{\text{з.т.}}} = \frac{41384,8 - 25100}{1890 - 1200} = 23,60 \text{ (кДж / кг} \cdot \text{K);}$$

Постійна випромінювання абсолютно чорного тіла:

$$\sigma_0 = 5,67 \cdot 10^{-11} \text{ кВт / (м}^2 \cdot \text{K}^4 \text{);}$$

Критерій Больцмана ($T_{\text{а}} = \vartheta_{\text{а}} + 273 = 1890 + 273 = 2163 \text{ K}$):

$$B'_0 = \frac{\phi B \cdot \Sigma(V_{\text{с}})i}{\sigma_0 H_{\text{л}} T_{\text{а}}^3} = \frac{0,98 \cdot 0,555 \cdot 23,60}{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 23,32 \cdot 2163^3} = 0,3820;$$

Коефіцієнт: $C = 0,100$;

Безрозмірна температура газів на виході з топки:

$$\theta_{\text{з.т.}} = 1 - \frac{C}{B'_0} = 1 - \frac{0,100}{0,3820} = 0,738;$$

					КРБ.6.135.4217зсм.02.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		72

Температура газів на виході з топки:

$$\vartheta_{\text{з.т.}} = \theta_{\text{з.т.}} \cdot T_{\text{а}} - 273 = 0,738 \cdot 2163 - 273 = 1223^{\circ} \text{C};$$

$$T_{\text{з.т.}} = \theta_{\text{з.т.}} \cdot T_{\text{а}} = 0,738 \cdot 2163 = 1596 \text{K};$$

Ентальпія газів на виході з топки (I - ϑ діаграма):

$$I_{\text{з.т.}} = 25500 \text{ кДж / кг};$$

Теплова потужність, яка сприймається випромінюванням в топці:

$$Q_{\text{л}} = \phi \cdot B (I_{\text{а}} - I_{\text{з.т.}}) = 0,98 \cdot 0,555 (41384,8 - 25500) = 3007 \text{ кВт};$$

Коефіцієнт прямої віддачі:

$$H = \frac{100 \cdot Q_{\text{л}}}{B \cdot I_{\text{а}}} = \frac{100 \cdot 3007}{0,555 \cdot 41384,8} = 32,9\%.$$

Тепловий розрахунок конвективного паротвірного пучка труб

Зовнішній діаметр труб:

$$d_{\text{тр.}} = 0,038 \text{ м};$$

Крок:

$$\text{Поперечний } S_1 = 0,055 \text{ м};$$

$$\text{Подовжній } S_2 = 0,040 \text{ м};$$

Задаємось значеннями T і S :

$$T = 1,8 \text{ м};$$

$$S = 1,2 \text{ м};$$

Визначимо кількість труб одного ряду:

$$Z_1 = T / S_1 = 1,8 / 0,55 = 33 \text{ (труб)};$$

Середня швидкість газів:

$$\omega_{\text{г}} = \frac{B \cdot V_{\text{г}} (\vartheta_{\text{ср}} + 273)}{273 \cdot F_{\text{сеч}}} = \frac{0,555 \cdot 13,55 (846,5 + 273)}{273 \cdot 0,87} = 13 \text{ м / с};$$

Живий переріз для проходження газів:

$$F_{\text{сеч.}} = T \cdot S - S \cdot d \cdot Z_1 = 1,8 \cdot 1,2 - 1,2 \cdot 0,038 \cdot 37 = 0,87 \text{ м}^2;$$

					КРБ.6.135.4217зсм.02.04.ПЗ	Арк.
						73
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Середня температура газів:

$$t_{\text{ср.}} = \frac{t_{\text{відх}} + t_{\text{з.т.}}}{2} = \frac{370 + 1323}{2} = 846,5^\circ \text{C}.$$

Коефіцієнт теплопроводності газів:

$$\lambda_r = 9,02 \cdot 10^{-2} \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К});$$

Коефіцієнт кінематичної в'язкості газів:

$$\nu_r = 128,89 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с};$$

Критерій Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{\omega_r \cdot d}{\nu_r} = \frac{13 \cdot 0,038}{128089 \cdot 10^{-6}} = 3,8 \cdot 10^3;$$

Коефіцієнт забруднення труб:

$$E = 6,680 \cdot 10^{-3};$$

Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією:

$$\alpha_k = C_s \cdot C_z \cdot \lambda / d \left(\frac{\omega \cdot d}{\nu} \right)^{0,6} \cdot P_r^{0,33};$$

Відносний діагональний крок:

$$S'_2/d = \sqrt{0,25(S_1/d)^2 + (S_2/d)^2} = \sqrt{0,25 \cdot 1,45^2 + 1,05^2} = 1,28.$$

Геометричний комплекс:

$$\frac{S_1/d - 1}{S'_2/d - 1} = \frac{1,45 - 1}{1,28 - 1} = 1,6;$$

Коефіцієнт форми C_s :

$$\text{Так як } 0,1 < \frac{S_1/d - 1}{S'_2/d - 1} \leq 1,7, \text{ то}$$

$$C_s = 0,34 \left(\frac{S_1/d - 1}{S'_2/d - 1} \right)^{0,1} = 0,34 \left(\frac{0,055/0,038 - 1}{0,040/0,038 - 1} \right)^{0,1} = 0,42;$$

Коефіцієнт, який враховує кількість рядів труб у шаховому пучку C_z :

$$\text{так як } Z_1 > 10, \text{ то } C_z = 1,0;$$

					КРБ.6.135.4217зсм.02.04.ПЗ	Арк.
						74
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

Критерій Прандтля:

$$Pr = 0,6;$$

$$\alpha_k = 0,42 \cdot 1,0 \frac{9,02 \cdot 10^{-2}}{0,038} \left(\frac{13 \cdot 0,038}{128,89 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,6} \cdot 0,6^{0,33} = 107 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К};$$

Ефективна товщина випромінюючого шару:

$$S = 0,9d \left(4 / \pi \cdot \frac{S_1 \cdot S_2}{d^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \left(4 / 3,14 \cdot \frac{0,055 \cdot 0,040}{0,038^2} - 1 \right) = 0,032 \text{ м};$$

Коефіцієнт послаблення проміней газами:

$$K = \left(\frac{2,47 + 5,06 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{P_{\text{п}} \cdot S}} - 1,02 \right) \left(1 - 0,37 \frac{1596}{1000} \right) 0,248 = 11,2 \text{ 1} / \text{МПа} \cdot \text{м};$$

Ступінь чорності триатомних газів:

$$a_r = 1 - e^{-(\kappa \cdot p \cdot s)} = 1 - e^{-(11,2 \cdot 0,10 \cdot 0,032)} = 0,04;$$

Густина теплового потоку поверхні нагріву:

$$q_{\text{п.н.}} = 3 \cdot 10^4 \text{ Вт} / \text{м}^2;$$

Температура зовнішньої поверхні забруднень:

$$T_{\text{з.}} = t_s + E \cdot q_{\text{п.н.}} + 273 = 170 + 6,68 \cdot 10^{-3} \cdot 3 \cdot 10^4 + 273 = 643,4 \text{ К};$$

Постійне випромінювання абсолютно чорного тіла:

$$\sigma_o = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К}^4;$$

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням:

$$\alpha_{\text{л}} = \sigma_o \cdot a_r \cdot T_{\text{сп.}}^3 \frac{1 - (T_{\text{з.}} / T_{\text{сп.}})^{3,6}}{1 - (T_{\text{з.}} / T_{\text{сп.}})};$$

$$\alpha_{\text{л}} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,04 \cdot 1261^3 \frac{1 - (643,4 / 1261)^{3,6}}{1 - (643,4 / 1261)} = 3,72 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К};$$

Коефіцієнт теплової ефективності:

$$\psi = 0,6;$$

Коефіцієнт теплопередачі від газів до стінки:

					КРБ.6.135.4217зсм.02.04.ПЗ	Арк.
						75
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		

$$K = \psi(\alpha_k + \alpha_l) = 0,6(107 + 3,72) = 66,4 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К};$$

Середній температурний напір:

$$\Delta t = \frac{\vartheta_{3.т.} - \vartheta_{відх.}}{l_n \frac{\vartheta_{3.т.} - t_s}{\vartheta_{ex} - t_s}} = 483^\circ \text{C};$$

Поверхня нагріву паротвірного пучка:

$$H_{по} = \frac{10^6 \cdot Q_{по}}{K \cdot \Delta t} = \frac{10^6 \cdot 4,835}{66,4 \cdot 483} = 150,7 \text{ м}^2;$$

Потужність конвективного паротвірного пучка:

$$Q_{по} = D(i_{н.п.} - i_{ж.в.}) - Q_{л} = 4,0(2,761 - 0,209) - 3,007 = 4,835 \text{ мВт};$$

Кількість рядів труб:

$$Z_2 = H_{по} / H_1 = \frac{150,7}{4,7} = 34,7 \text{ (рядів)}.$$

Розрахункова поверхня нагріву одного ряду труб:

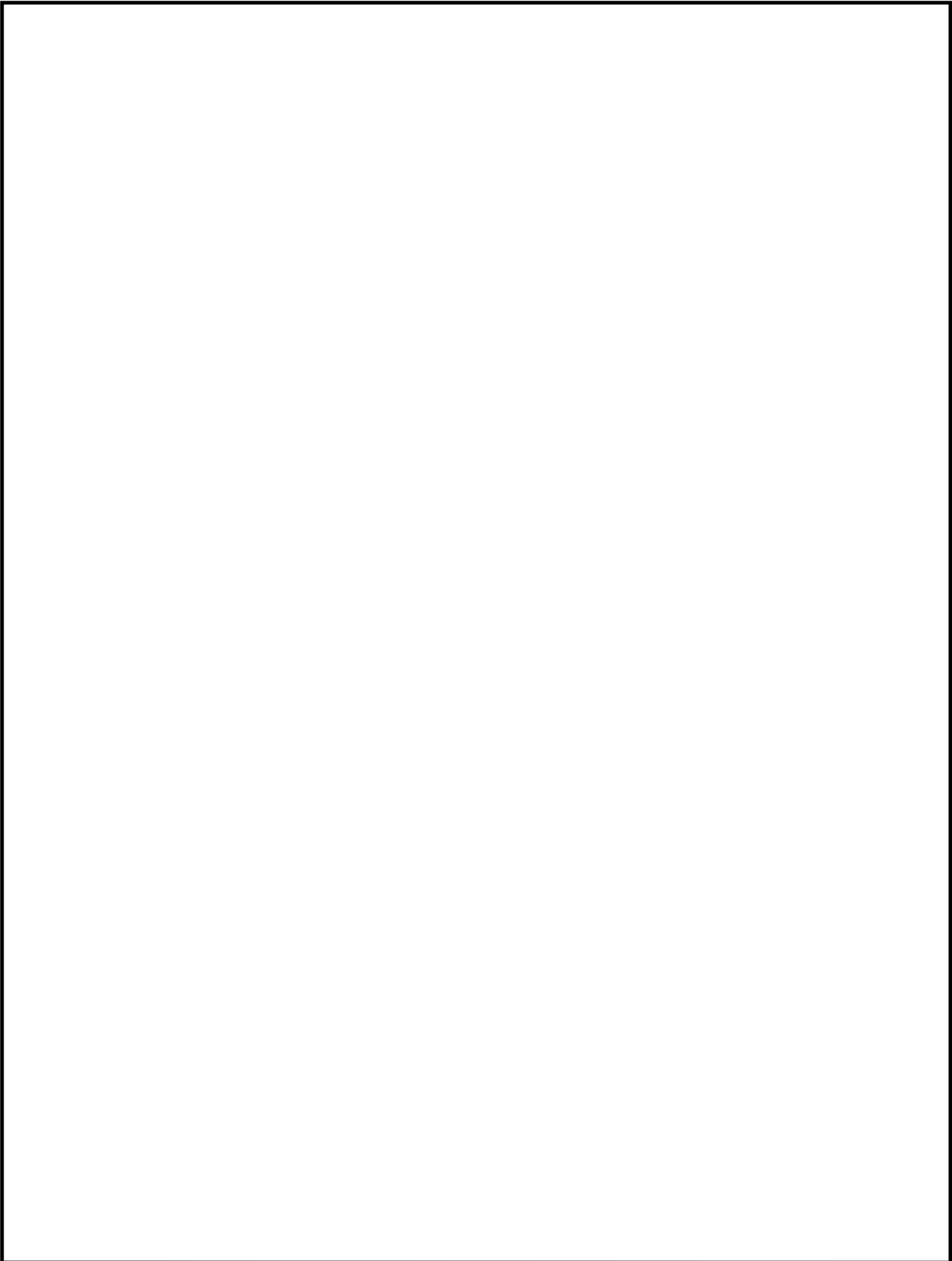
$$H_1 = \pi d \cdot Z_1 \cdot S = 3,14 \cdot 0,038 \cdot 33 \cdot 1,2 = 4,7 \text{ м}^2;$$

Прийнята кількість рядів:

$$Z_2 = 35 \text{ (рядів)}.$$

Висновки. В розділі було розраховано процес горіння в паливній частині комбінованого котла. Зроблено тепловий баланс котла та розраховано геометричні розміри котла та паротвірної поверхні

					КРБ.6.135.4217зсм.02.04.ПЗ	Арк.
						76
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		



					КРБ.6.135.4217зсм.02.05.ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
					Визначення характеристик загальносуднової спринклерної системи	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Топор О.В.						77	17
Керівник	Коробейнікова					НУК		

РОЗДІЛ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи

5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми спринклерної системи

Вимоги Регістра, що пред'являються до спринклерної системи [13]

Труби системи мають бути постійно заповнені водою, за винятком невеликих зовнішніх секцій, які можуть не заповнюватися, якщо Регістр вважає це необхідним заходом обережності. Будь-які частини системи, які при експлуатації можуть піддаватися дії низьких температур, мають бути відповідним чином захищені від замерзання.

Спринклерна система повинна автоматично включатися при підвищенні температури в приміщенні до відповідних значень. В спринклерній системі повинен постійно підтримуватися необхідний тиск і мають бути прийняті заходи, що забезпечують безперервне постачання системи водою відповідно до вимог.

Повітряний балон, компресор, насос і трубопроводи спринклерної системи, за винятком трубопроводу, що сполучає спринклерну систему з водопожежною, мають бути незалежними від інших систем.

Спринклерний насос і пневмогідролічна цистерна мають бути розміщені зовні приміщень, що захищаються, на достатній відстані від машинних приміщень категорії А. В кожного замочного клапана секції і в центральному посту має бути передбачений манометр, що показує тиск в системі.

Мають бути передбачені засоби для перевірки автоматичного включення спринклерного насоса при падінні тиску в системі.

Насоси спринклерних систем

Має бути передбачений незалежний насос, призначений виключно для забезпечення безперервної автоматичної подачі води через спринклери. Насос повинен включатися автоматично при падінні тиску в системі до того, як постійний запас прісної води в пневмогідролічній цистерні буде повністю витрачений.

Насос і система трубопроводів повинні забезпечувати підтримку необхідного тиску на рівні найбільш високо розташованого спринклера з таким розрахунком, щоб забезпечити безперервну витрату води, достатню для одночасного покриття площі не менше 280 м². Стосовно судна із загальною

					КРБ.6.135.4217зст.02.05.ПЗ	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

площею, що захищається, менше 280 м² Регістр може погоджувати величину прийнятної площі для вибору характеристик насосів і компонентів системи.

На напірній стороні насоса має бути встановлений пробний клапан з відливною трубою з відкритим кінцем. Площа перерізу клапана і труби має бути достатньою для того, щоб пропускати воду в кількості, відповідній необхідній подачі насоса при підтримці в системі необхідного тиску.

Кінгстон для насоса, як правило, повинен знаходитися в тому ж приміщенні, що і насос, і бути влаштований так, щоб при експлуатації судна не було необхідності перекривати доступ забортної води до насосу по будь-якій причині, за винятком перевірки або ремонту насоса

Має бути передбачене з'єднання головного живлячого трубопроводу з магістраллю водопожежної системи судна. На сполучному трубопроводі має бути встановлений незворотньо-запорний клапан, що замикається на замок.

Насос повинен приводитися в дію не менше ніж від двох джерел живлення. Одним з джерел живлення насоса може бути двигун внутрішнього згорання, розташований так, щоб пожежа в приміщенні, що захищається, не перешкоджала вступу повітря до нього.

Пневмогідравлічна цистерна

Пневмогідравлічна цистерна має бути обладнана наступними приладами і пристроями:

1. пристроєм для автоматичної підтримки тиску;
2. водомірним склом;
3. запобіжним клапаном;
4. манометром.

У пневмогідравлічній цистерні повинен знаходитися постійний запас прісної води, за об'ємом рівний подачі спринклерного насоса за 1 хв. Місткість цистерни повинна складати не менш подвійного запасу води, вказаного вище. У цистерні повинен підтримуватися такий тиск повітря, щоб після витрачення постійного запасу прісної води тиск в ній був не менш робочого тиску спринклера плюс гідростатичний тиск від днища цистерни до найвище розташованого спринклера.

					КРБ.6.135.4217зст.02.05.ПЗ	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Мають бути передбачені засоби для поповнення запасу стиснутого повітря і прісної води, а також пристрої, що запобігають попаданню забортної води в цистерну.

Спринклери

Спринклери повинні встановлюватися у верхній частині приміщення, що захищається, і розташовуватися на такій відстані один від одного, при якому забезпечується середня витрата води не менше 5 л/хв на 1 м² горизонтальної площі приміщення, що захищається. Вказана норма може бути переглянута Регістром залежно від конструктивних особливостей приміщення, що захищається.

Спринклери мають бути стійкими до корозії в умовах морського повітря. Спринклери в житлових і службових приміщеннях повинні спрацьовувати в інтервалі температур 68 - 79 °С, за винятком того, що при розташуванні в таких приміщеннях як сушильні (де можна чекати високу навколишню температуру) температура спрацьовування спринклерів може бути збільшена не більше ніж на 30 °С вище за максимальну температуру в подволоках. У саунах мають бути передбачені незаповнені водою спринклерні системи з температурою спрацьовування до 140 °С включно. У охолоджуваних коморах можуть встановлюватися не заповнені водою спринклерні системи.

Контрольно-сигнальний пристрій

Кожна секція спринклерів повинна мати контрольно-сигнальні пристрої або інші засоби для автоматичної подачі світлового і звукового сигналів на одній або декількох панелях сигналізації при спрацьовуванні будь-якого із спринклерів. Такі системи сигналізації мають бути влаштовані так, щоб вони вказували на будь-яку несправність в системі. Панелі сигналізації повинні вказувати, в якій групі приміщень, що обслуговуються системою, виникла пожежа. Панелі мають бути зосереджені на ходовому містку або в центральному посту управління з постійною вахтою і, крім того, світлові і звукові сигнали від панелі сигналізації мають бути виведені в інше місце, чим вищезазначені, з тим, щоб забезпечити негайне прийняття екіпажем сигналу про пожежу.

На одній з панелей сигналізації мають бути передбачені перемикачі, що дозволяють перевірити спрацьовування сигналізації і індикаторів кожної секції

					КРБ.6.135.4217зст.02.05.ПЗ	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

спринклерів. В кожній панелі сигналізації мають бути вивішені перелік або схема з вказівкою приміщень і зон, що обслуговуються кожною секцією. На судні мають бути інструкції по перевірці і технічному обслуговуванню системи.

Для кожної секції спринклерів має бути пробний клапан для перевірки спрацьовування автоматичної сигналізації шляхом випуску через нього води з витратою, рівною витраті води при спрацьовуванні одного спринклера. Пробний клапан кожної секції повинен розташовуватися біля замочного клапана або контрольно-сигнального пристрою цієї секції.

Трубопроводи

Спринклери мають бути згруповані в окремі секції, в кожній з яких має бути не більше 200 спринклерів. На пасажирських судах будь-яка секція спринклерів повинна обслуговувати не більше двох палуб і розміщуватися лише в одній головній вертикальній зоні. Проте Регістр може вирішити, щоб така секція обслуговувала більше двох палуб або розміщувалася більш ніж в одній головній вертикальній зоні, якщо це не приведе, на думку Регістра, до ослаблення протипожежного захисту судна.

Для кожної секції мають бути передбачені пристрої для продування трубопроводів стислим повітрям і промивання прісною водою.

Кожна секція спринклерів повинна відключатися лише одним запірним клапаном, за яким має бути встановлений манометр. Запірний клапан кожної секції має бути розташований в досяжному місці поза секцією, що відноситься до нього, або в шафах в межах вигоронок трапів. Місце розташування клапана має бути чітке і постійно позначене. Мають бути прийняті заходи, що не дозволяють неуповноваженим особам управляти запірними клапанами.

На приймальних трубах насосів, що живлять спринклерну систему, мають бути встановлені фільтри.

Діаметри трубопроводів спринклерної системи повинні забезпечувати роботу спринклерів при тиску і витраті води, вказаних вище.

На трубопроводах спринклерної системи мають бути встановлені незворотньо-запірні клапани, що виключають попадання забортної води в пневмогідравлічну цистерну і витік води з цистерни і системи.

					КРБ.6.135.4217зст.02.05.ПЗ	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.2 Гідравлічний розрахунок системи

Принцип дії спринклерної системи. [14]

Спринклерна автоматична система діє наступним чином. Теплота, що виділяється при пожежі, діє на плавкі вставки одного або кількох спринклерів. Спринклери розкриваються і дають можливість воді розбризкуватися. Спочатку поступає вода, що знаходилась в трубопроводах, потім вода з пневмоцистерни. Коли запас води в цистерні закінчується, тиск падає. Падіння тиску викликає спрацювання електричного датчика тиску (пневмореле), який підключає насос спринклерної системи.

При цьому лунає сигнал тривоги. Спринклерний насос подає воду із запасної цистерни прісної води. Встановлені на трубах контрольні клапани забезпечують поступання води від насоса до спринклерів, а не в пневмоцистерну. Після того, як вода із запасної цистерни буде витрачена, всмоктування насоса має перейти на забортну воду.

Дії членів екіпажу не повинні залежати від роботи автоматичної спринклерної системи як від єдиного способу гасіння пожежі. Перша атака (спринклерною системою) має бути підтримана з допомогою пожежних рукавів.

Працюючу спринклерну систему не слід відключати до тих пір, поки не буде збите полум'я та не будуть подані рукава для ліквідації залишків пожежі. Важливо не допустити непотрібного скупчення води, але основна мета полягає в тому, щоб загасити полум'я.

Після того, як пожежа згасла, спринклерна система має бути відновлена. Спринклери, що відкрилися, мають бути замінені спринклерами з тою ж формою розетки, і що спрацьовують при тій же температурі. Для цього на судні має бути запас спринклерів відповідних типів. Пневмоцистерна має бути заповнена водою та загерметизована, а клапани встановлені у вихідне положення.

Розбиваємо трубопровід на ділянки і визначаємо діаметри ділянок для найбільш віддаленої горизонтальної ділянки – від всмоктувальних патрубків в носі до насосу, розташованому в кормовій частині.

					КРБ.6.135.4217зст.02.05.ПЗ	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Згідно з вимогами Регістру швидкість в трубопроводах спринклерної системи допускається 5 м/с. Розіб'ємо трубопровід на ділянки з постійною витратою і діаметром.

Діаметр i -ої ділянки визначимо за формулою:

$$d_H = \sqrt{\frac{4Q_i}{\pi v_H}}$$

де Q_i - витрата на i -й ділянці, м³/с; v - швидкість, м/с.

Результати розрахунків зведемо в табл. 5.2. У подальших розрахунках будемо використовувати умовні стандартні діаметри для сталевих оцинкованих трубопроводів, враховуючи, що витрата води на один спринклер має бути рівною $(1,25 - 1,3) \cdot 10^{-3}$ м³/с та напор 10 м.вод.ст.

Виконаємо розрахунок для найдовшої ділянки трубопроводу (рис. 5.1) (таб. 5.2). [14]

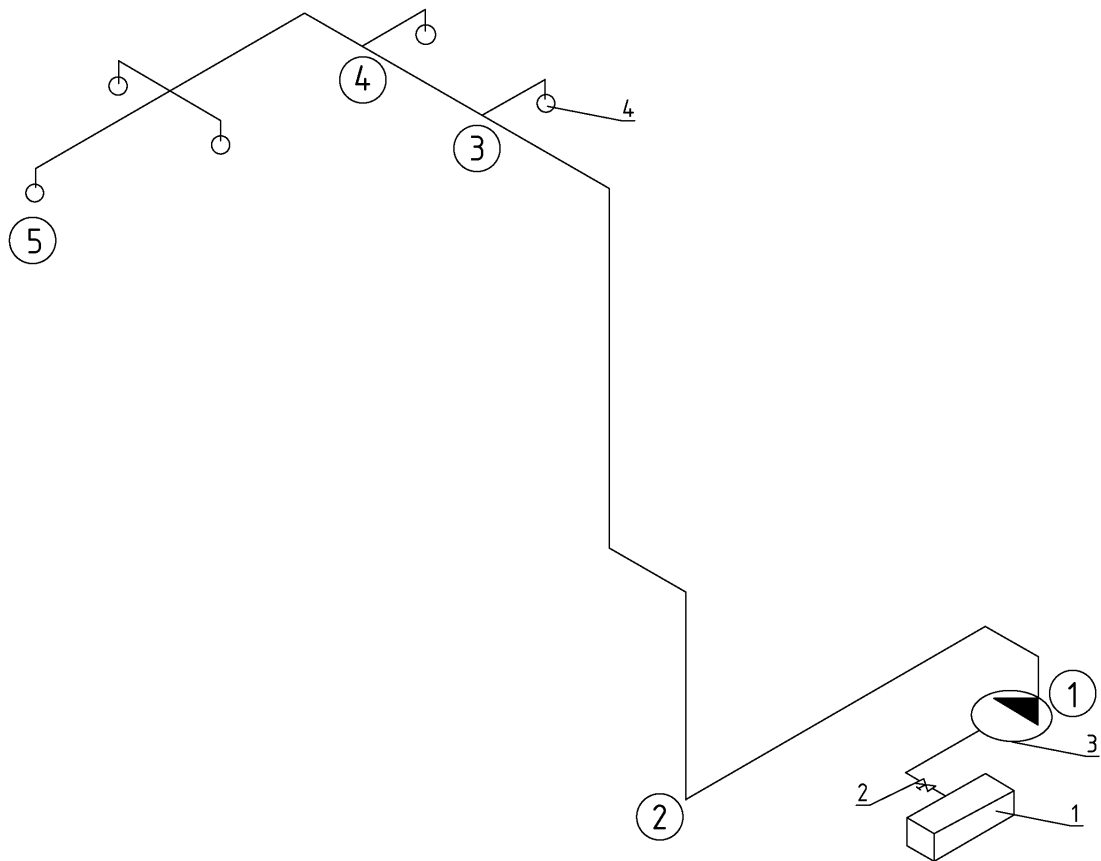


Рис. 5.1. Принципова схема розрахункової ділянки

1 – кінгстон; 2 – незворотньо-запірний клапан; 3 – насос спринклерний;
4 - спринклери

Місцеві опори на розрахункових ділянках, їх коефіцієнти наведено в табл. 5.1; результати гідравлічних розрахунків - в табл. 5.3-5.5.

Таблиця 5.1 Коефіцієнти місцевих опорів розрахункових ділянок

Ділянка	Місцеві опори, їх кількість	Коефіцієнти	Сумарний коефіцієнт місцевих опорів
1-2	коліно - 4	0,15	2,65
	клапан - 1	2,5	
2-3	коліно - 1	0,15	0,15
3-4	коліно - 2	0,15	3,85
	трійник - 2	2,5	
	спринклер - 2	1,2	
4-5	коліно - 4	0,15	1,55
	хрестовина - 1	0,2	
	спринклер - 3	1,2	

Таблиця 5.2 Витрата води і внутрішній діаметр ділянок спринклерної системи

Номер ділянки	Витрата, м ³ /год	Діаметр розрахунковий, м	Діаметр прийнятий умовний, м
1-2	100	0,084	0,100
2-3	100	0,084	0,100
3-4	56	0,063	0,070
4-5	33,8	0,0489	0,050

Таблиця 5.3 Гідравлічний розрахунок ділянки системи 100 %

Параметр	Позначення	Номер ділянки			
		1-2	2-3	3-4	4-5
1. Подача, м ³ /с	Q	0,0278	0,0278	0,0156	0,01
2. Температура, °C	T	20			
3. Густина, кг/м ³	ρ	1000			
4. Коефіцієнт кінеметичної в'язкості, м ² /с	ν	0,000001			
5. Діаметр труби, м	d	0,1	0,1	0,07	0,05
6. Довжина вертикальних ділянок, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	0,3	7	0,4	0,6
7. Статична складова втрат, м.вод.ст.	$H_{cm} = z \rho g 10^{-4}$	0,294	6,86	0,392	0,588
8. Довжина ділянки, м	l	4,5	16	5,2	9,8
9. Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,1			
10. Швидкість, м/с	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$	3,54	3,54	4,05	5,09
11. Число Рейнольдса	$Re = \frac{vd}{\nu}$	310649	310649	249030	223488
12. Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,110	0,110	0,120	0,130
13. Сума коефіцієнтів місцевих опорів	$\Sigma \xi$	2,65	0,15	3,85	1,55
14. Місцеві втрати напору, м.вод.ст.	$H_{мест} = \Sigma \xi \frac{v^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	1,695	0,095	3,230	2,053
15. Втрати напору на тертя, м.вод.ст.	$H_{тр} = \lambda \frac{lv^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	3,167	11,262	7,497	33,966
16. Втрати напору сумарні, м.вод.ст.	$H_{сум} = H_{тр} + H_{cm} + H_{мест}$	5,157	18,218	11,120	36,607
17. Втрати напору в розрахунковій ділянці, м.вод.ст. (МПа)	$\Sigma H_{сум}$	71,10			

					КРБ.6.135.4217зсм.02.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		85

Таблиця 5.4 Гідравлічний розрахунок ділянки системи 80 %

Параметр	Позначення	Номер ділянки			
		1-2	2-3	3-4	4-5
1. Подача, м ³ /с	Q	0,02224	0,02224	0,01248	0,008
2. Температура, °C	T	20			
3. Густина, кг/м ³	ρ	1000			
4. Коефіцієнт кінематичної в'язкості, м ² /с	ν	0,000001			
5. Діаметр труби, м	d	0,1	0,1	0,07	0,05
6. Довжина вертикальних ділянок, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	0,3	7	0,4	0,6
7. Статична складова втрат, м.вод.ст.	$H_{cm} = z \rho g 10^{-4}$	0,294	6,86	0,392	0,588
8. Довжина ділянки, м	l	4,5	16	5,2	9,8
9. Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,1			
10. Швидкість, м/с	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$	2,83	2,83	3,24	4,07
11. Число Рейнольдса	$Re = \frac{vd}{\nu}$	248519	248519	199224	178790
12. Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,110	0,110	0,120	0,130
13. Сума коефіцієнтів місцевих опорів	$\Sigma \xi$	2,65	0,15	3,85	1,55
14. Місцеві втрати напору, м.вод.ст.	$H_{мест} = \Sigma \xi \frac{v^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	1,085	0,061	2,067	1,314
15. Втрати напору на тертя, м.вод.ст.	$H_{тр} = \lambda \frac{lv^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	2,027	7,208	4,798	21,738
16. Втрати напору сумарні, м.вод.ст.	$H_{сум} = H_{тр} + H_{cm} + H_{мест}$	3,406	14,129	7,258	23,640
17. Втрати напору в розрахунковій ділянці, м.вод.ст. (МПа)	$\Sigma H_{сум}$	48,434			

					КРБ.6.135.4217зсм.02.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		86

Таблиця 5.5 Гідравлічний розрахунок ділянки системи 120 %

Параметр	Позначення	Номер ділянки			
		1-2	2-3	3-4	4-5
1. Подача, м ³ /с	Q	0,03336	0,03336	0,01872	0,012
2. Температура, °C	T	20			
3. Густина, кг/м ³	ρ	1000			
4. Коефіцієнт кінематичної в'язкості, м ² /с	ν	0,000001			
5. Діаметр труби, м	d	0,1	0,1	0,07	0,05
6. Довжина вертикальних ділянок, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	0,3	7	0,4	0,6
7. Статична складова втрат, м.вод.ст.	$H_{cm} = z \rho g 10^{-4}$	0,294	6,86	0,392	0,588
8. Довжина ділянки, м	l	4,5	16	5,2	9,8
9. Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,1			
10. Швидкість, м/с	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$	4,24	4,24	4,86	6,11
11. Число Рейнольдса	$Re = \frac{vd}{\nu}$	372779	372779	298836	268186
12. Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,110	0,110	0,120	0,130
13. Сума коефіцієнтів місцевих опорів	$\Sigma \xi$	2,65	0,15	3,85	1,55
14. Місцеві втрати напору, м.вод.ст.	$H_{мест} = \Sigma \xi \frac{v^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	2,441	0,138	4,652	2,956
15. Втрати напору на тертя, м.вод.ст.	$H_{тр} = \lambda \frac{lv^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	4,561	16,217	10,796	48,911
16. Втрати напору сумарні, м.вод.ст.	$H_{сум} = H_{тр} + H_{cm} + H_{мест}$	7,296	23,215	15,840	52,455
17. Втрати напору в розрахунковій ділянці, м.вод.ст. (МПа)	$\Sigma H_{сум}$	98,809			

					КРБ.6.135.4217зсм.02.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		87

5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу

В якості спринклерного насоса обираємо відцентровий насос DP-Pumps серії DPVCF V125 (рис. 5.2). Параметри насоса показано в таблиці 5.6.[15]

Таблиця 5.6 Параметри насоса DPVCF V125

Подача, м ³ /год	до 125
Напір, м.вод.ст.	до 250
Частота обертання, об/хв	2900
Кавітаційний запас, м	6
Потужність електродвигуна, кВт	до 45
Маса, кг	420

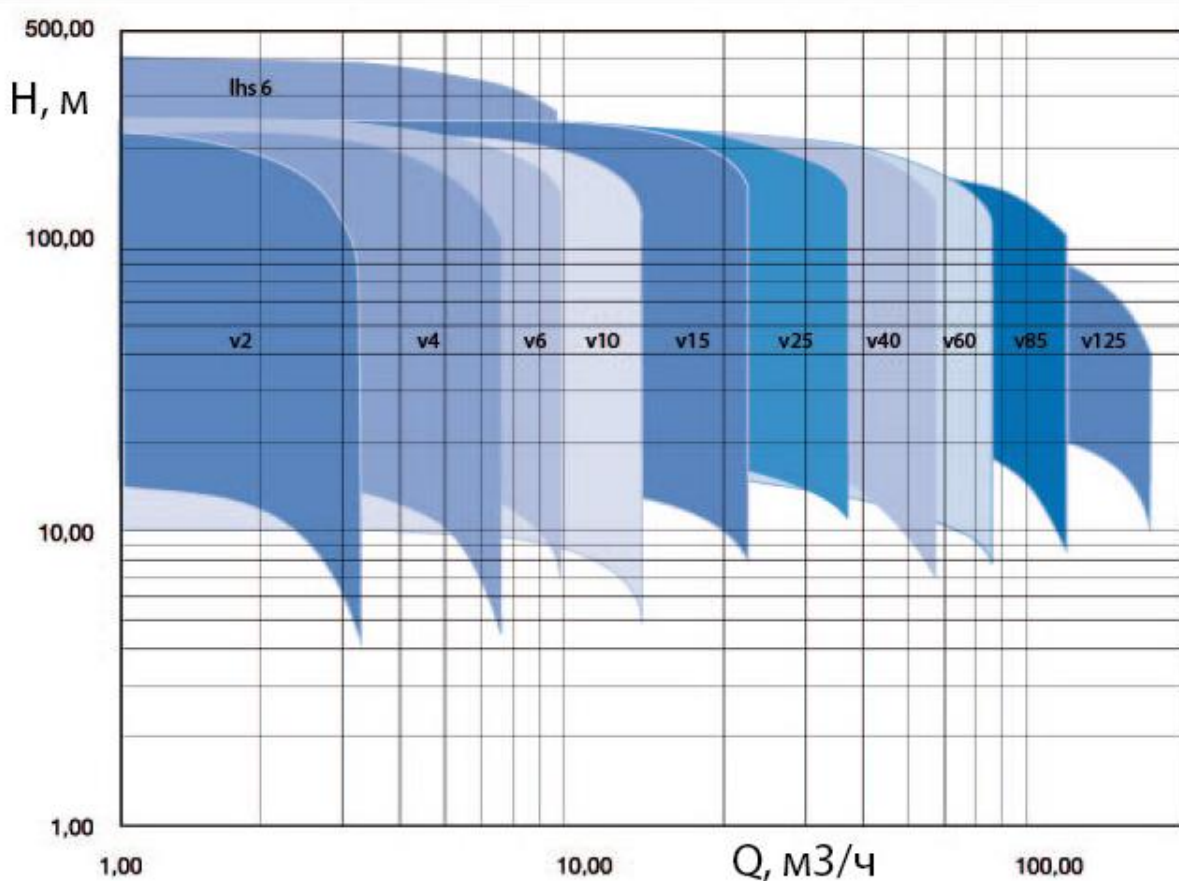


Рис.5.2. Напірна характеристика насосів DP-Pumps серії DPVCF

Будуємо об'єднану напірно-витратну характеристику насоса і системи (рис. 5.3).

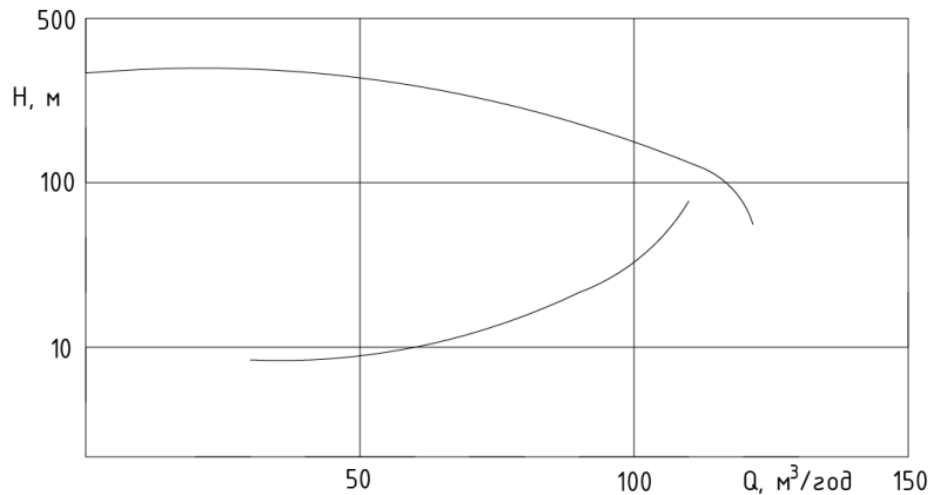


Рис.5.3. Напірно – витратні характеристики

Максимальний напір насоса не перевищує 250 м.вод.ст., максимальні втрати тиску в системі в розрахунках складають 99 МПа. Тобто система буде працездатною, насоси квітувати не будуть, необхідності встановлювати дросельну шайбу немає.

Перевірка на кавітацію за формулою

$$H_{\text{вак}} \geq H_{\text{м}} + H_{\text{втр}}^{\text{вс}} ; H_{\text{втр}}^{\text{вс}} = 3,17 + 1,69 + 0,29 = 5,15 \text{ м. вод. ст.};$$

$$H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = 6 \text{ м. вод. ст.};$$

$6 > 5,15$ – умова виконується, насос не кавітує.

У зв'язку з тим, що тиск у системі не повинен бути нижче заданого, дросельну шайбу встановлювати не обов'язково, так як незначне перевищення тиску в системі не порушує її роботу.

Конструктивні елементи спринклерної системи

Свою назву система отримала від водорозпилювача – спринклера (рис. 5.4), який представляє собою розпилюючу воду насадку з легкоплавким замком, який відкриває вихід воді при досягненні у приміщенні небезпечної температури.

Спринклери, прибори автоматики, які забезпечують пуск води в систему, та арматуру варто виготовляти з бронзи чи латуні; можливе також використання пластиків, стійких до дії морської води та високої температури.

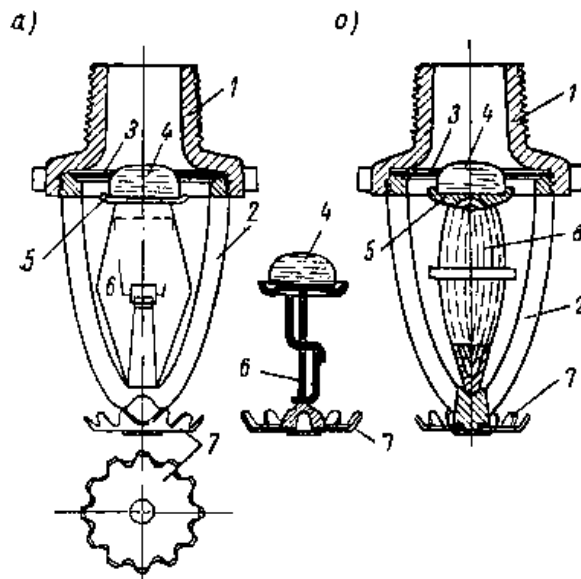


Рис. 5.4 Спринклери:

а – з металевим легкоплавким замком; *б* – зі скляною колбою, що заповнена легко випарною рідиною (1 – штуцер; 2 – рама; 3 – діафрагма; 4 – клапан скляний; 5 – підтримка клапана; 6 – легкоплавкий металевий замок; 7 – розетка; 8 – колба скляна)

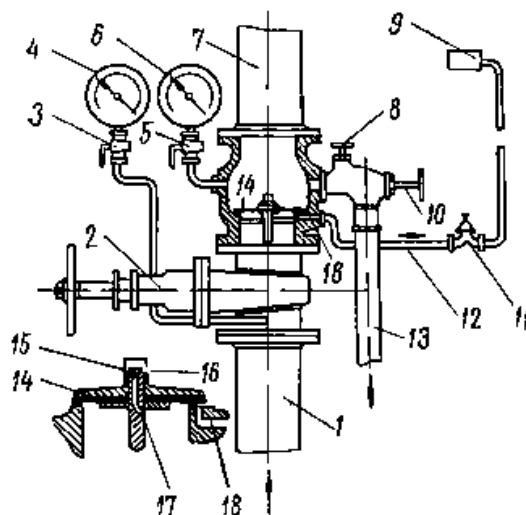


Рис. 5.5. Контрольно-сигнальний клапан

1 – труба подачі води в систему; 2 – клінкет; 3, 5 – крани манометрові; 4, 6 – манометри; 7 – магістраль спринклерної системи; 8, 10, 11 – запірні клапани; 9 – електропроводяний сигнал; 12 – труба подачі води; 13 – труба зливна; 14 – тарілка контрольно-сигнального клапану; 15 – клапан незворотній; 16 – вихідний отвір; 17 – канал; 18 – канал

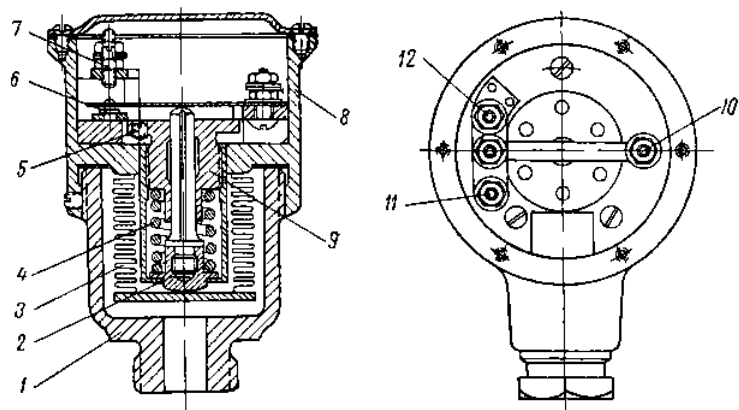


Рис. 5.6. Електроводяний сигнал

(1 – корпус; 2 – шток; 3 – сильфон; 4 – пружина; 5 – гвинт;
6 – контакт рухомий; 7 – контакт нерухомий; 8 – корпус; 9 – втулка;
10, 11, 12 – клеми)

В системі встановлені незворотньо-запірні клапани – для пропуску робочого середовища в одному напрямку (рис. 5.7).

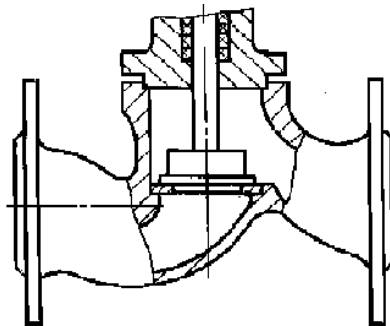


Рис. 5.7. Незворотньо-запірний клапан

Обов'язковими елементами системи є кінгстони з ґратами (рис. 5.8).

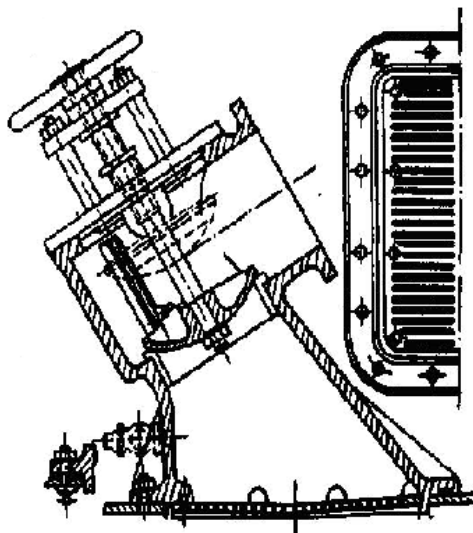


Рис. 5.8. Приймальний кінгстон з ґратами

					КРБ.6.135.4217зсм.02.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		91

Розрахунок трубопроводів на міцність

Товщина стінок металевих труб, що працюють під внутрішнім тиском повинна відповідати більшому із значень, визначених з таблиці або з наступних формул: [14]

$$S = \frac{S_0 + d + c}{1 - \left(\frac{a}{100} \right)},$$

$$S_0 = \frac{dp}{2\sigma\phi + p} = \frac{0,057 \cdot 0,4}{2 \cdot 7,6 \cdot 1 + 0,1} = 0,0015$$

де S_0 – теоретична товщина стінки, мм;

$d = 0,057$ - зовнішній діаметр труби, м;

$p = 0,4$ – максимальний розрахунковий тиск, МПа;

$\phi = 1$ - коефіцієнт міцності, для труби;

h - надбавка, що враховує фактичне потовщення труби при згині;

$\sigma_d = 7,6 \cdot 10^7$ – нормальна допустима напружка на розтягнення, Па приймаємо для труб з вуглецевої сталі за температурою середовища до 300 °С (Сталь 10);

$c = 3$ - надбавка на корозію, мм;

a - мінусовий виробничий допуск на товщину труби.

$$\text{Тоді } S = \frac{0,0015 + 0,057 + 3}{1} = 3,0585 \text{ мм.}$$

За розрахунковий тиск, по якому проводиться розрахунок на міцність трубопроводів, повинен прийматися максимальний робочий тиск в системі. При установці запобіжних клапанів за розрахункове береться найбільший тиск їх відкриття. Трубопроводи і елементи системи трубопроводів, які не захищені запобіжним клапаном або можуть бути відключені від свого запобіжного клапана, повинно бути розраховані на максимально можливий натиск на виході приєднаних насосів. [16]

Коефіцієнт міцності ϕ у розрахунках на міцність приймається рівним 1 для безшовних труб і сталевих зварних труб, визнаних еквівалентними безшовним.

Надбавка, що враховує фактичне стоншування труби при згинанні, повинна призначатись так, щоб напруги в зігнутій частині труби від внутрішнього тиску не перевищували допустимих.

					КРБ.6.135.4217зсм.02.05.ПЗ	Арк.
						92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо по формулі:

$$b = 0,4S_0 \frac{R}{d} = 0,4 \cdot 0,0015 \cdot 2,5 = 0,0015 \text{ мм}$$

$$R = 2,5d = 2,5 \cdot 0,05 = 0,125 \text{ мм},$$

де R – середній радіус погибу труби, мм.

Розрахункова товщина стінки труби всмоктуючого трубопроводу становить $S=3,0585$ мм. Стандартний зовнішній діаметр безшовної оцинкованої труби, встановленої на магістралі спринклерної системи, становить 57 мм, товщина стінки 3,5 мм. Виходячи з розрахункових показників, міцність забезпечена.

Висновки: В цьому розділі була спроектована спринклерну систему пожежогасіння, зроблено гідравлічний розрахунок та підібрано комплектуюче обладнання. Розраховано трубопровід на міцність.

					КРБ.6.135.4217зст.02.05.ПЗ	Арк.
						93
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4217зст.02.06.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент	Топор О.В.				Охорона праці в машинному відділенні судна	Літ.	Арк.
Керівник	Коробейнікова						94
						НУК	
						Аркуші	8

РОЗДІЛ 6 Охорона праці в машинному відділенні

6.1. Джерела шуму і вібрації на судні та засоби їх зниження

Під шумом розуміють сукупність звуків, різних по силі і частоті. Органи слуху здорової людини здатні сприймати звук в діапазоні частот від 16 до 20000 Гц. Шум шкідливо впливає не тільки на органи слуху, а й на весь організм в цілому. Не менш шкідливим виявляється і дія вібрації на організм людини. Коливання працюючих машин, апаратів, ручних інструментів, що відбуваються з різними частотою, амплітудою і прискореннями, по-різному сприймаються організмом людини. Коливання, що досягають 15-20 Гц, сприймаються людиною вже не ізольовано у вигляді поштовхів, а разом - як вібрація.

Встановлено, що вібрації при частотах: 75-120 Гц з амплітудою 0,01 мм не відчуваються; 60-75 Гц з амплітудою 0,01-0,02 мм відволікають від роботи і драгують; 50-65 Гц з амплітудою 0,02 - 0,03 мм є сильним перешкодою в роботі; 50-65 Гц з амплітудою більше 0,03 мм створюють неможливі умови для роботи.

На будь-якому судні шум від його джерел поширюється по повітрю і по корпусних конструкцій судна у вигляді звукової вібрації. Тому прийнято розрізняти повітряний шум і структурний шум. Повітряний шум головним чином наголошується в тих приміщеннях, де знаходяться джерела шуму (машинно-котельне відділення, виробничий цех на плавзаводі і т.д.). Однак він може проникати у житлові і службові приміщення - через перебірки, палуби, подволоки, по вентиляційних каналах, через різні отвори (капи, люки, ілюмінатори) і т.д.

Поширення структурного шуму відбувається через фундаменти і різні неопорні зв'язки (наприклад, трубопроводи) на корпусні конструкції судна. Досягаючи огорожувальних конструкцій приміщень, він викликає їх вібрацію, яка в свою чергу викликає пружні коливання повітря, що сприймаються вже як повітряний шум.

Джерелами шуму на судах є головні двигуни, допоміжні дизель генератори, системи вентиляції машинно-котельних відділень, житлових і службових приміщень, рефустановки, технологічне обладнання, рушії судна, водяні системи

					КРБ.6.135.4217зст.02.06.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		94

побутового обслуговування, ліфти, лебідки, промислові механізми, вантажні крани, удари хвиль і льоду об корпус судна, звукові сигнали і т.п.

Гребні гвинти є джерелами низькочастотної вібрації, повітряного і структурного шуму, які особливо відчуються в кормі судна.

До особливої категорії джерел шуму слід віднести навігаційні прилади, шум яких є серйозною перешкодою в приміщеннях ходового містка. Природа цього шуму - змінні електромагнітні процеси, створювані електричними машинами-сельсина.

Боротьба з шумом ведеться у двох напрямках - зниження шуму в самому джерелі і ослаблення звукової енергії, що розповсюджується по повітрю і конструкції корпусу, застосуванням засобів звукоізоляції, віброізоляції, звукопоглинання і вібропоглинання. Причому рішення задачі по другому напрямку йде двома шляхами - впровадженням низки заходів в машинно-котельному відділенні і застосуванням звукоізоляції в житлових і службових приміщеннях. Перший шлях найбільш ефективний, але і найбільш складний. Ці питання повинні вирішуватися на стадії проектування та будівництва судна і механізмів для нього.

6.2. Засоби гасіння пожежі та дії екіпажу у разі її виникнення

Причинами пожеж на судні є недбале поводження з відкритим вогнем, паління в трюмах, підшкіперських, машинному відділенні; несправність електрообладнання; іскри при зварювальних роботах; самозаймання вантажів, неправильно укладених в трюмах, вугілля та ін.

Для запобігання пожежі та боротьби з ним застосовують запобіжні заходи; засоби сигналізації, що попереджають про виникнення пожежі; засоби для локалізації виниклої пожежі; засоби для гасіння пожеж.

До попереджувальних заходів відносять спеціальні приміщення з відповідною вентиляцією для перевезення самозаймистих вантажів (вугільні ями, нафтові та інші цистерни для рідкого пального, крюйт-камери на промислових судах). Для обробки і устаткування приміщень судна застосовують негорючі і незаймисті матеріали і фарби.

					КРБ.6.135.4217зст.02.06.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		95

Суднові джерела тепла розташовують у видаленні від вантажів та предметів обладнання, які можуть легко спалахнути. На судах є дві групи засобів сигналізації: електрична і димова. В обох системах як сигналізаторів використовуються звук або світло. Електричні сигнальні апарати складаються з термостатичних приладів, включених паралельно опору в ланцюг, що знаходиться під напругою батареї. При димовій сигналізації в сигнальну шафу, встановлену в штурманської рубки, з різних суднових приміщень проводяться трубки діаметром 20 мм. Вони забезпечуються ковпаками - димозловлювачами. У шафі вентиляторами підтримується певний вакуум. Пожежа виявляється по диму у відповідній трубі.

При будівництві судна передбачають заходи локалізації пожежі конструктивного порядку: відокремлюють вогнестійкими перегородками та дверима окремі відсіки судна; встановлюють в коридорах великих пасажирських суден водорозпилювачі, що створюють водяні парасолі або екрани з водяної «пили».

Вогнегасні засоби поділяються на чотири основні групи:

1. розбавлення (водяний пар, вуглекислота й інші інертні гази);
2. ізоляції (хімічна та повітряно-механічна піни, кошма, пісок);
3. охолодні (вода і розчини з переважним вмістом води);
4. хімічного гальмування (хімічні рідинні брометилові склади).

При виникненні пожежі в трюмі прагнуть зробити його місцевим. Для цього вантажі поливають по межах горіння і одночасно частину вантажу прибирають в сторону від вогнища або по можливості взагалі видаляють з вантажного приміщення.

Засоби гасіння пожежі водою засновані на охолодженні гарячих предметів. Водою не рекомендується гасити пожежі нафти та продуктів її перегонки, якщо на шлангах немає спеціальних насадок. Пар найбільш ефективний при гасінні пожеж в закритих приміщеннях (не виключаючи пожеж нафти і продуктів її перегонки).

Гасіння пожежі інертним газом (вуглекислотою) засновано на розчиненні кисню, що міститься в повітрі в кількості від 21 до 15%, при якому горіння при-

					КРБ.6.135.4217зст.02.06.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		96

пинається. Інертні гази в порівнянні з іншими протипожежними засобами найбільш ефективні і нешкідливі три гасінні пожеж у вантажних приміщеннях.

При горінні будь-яких предметів у відкритих або закритих приміщеннях ефективний метод гасіння пожежі піною. Рясна піна, що покриває поверхню, що горить і відтісняють кисень повітря, утворюється при хімічній реакції між спеціальними кислотним і лужним розчинами. Розрізняють систему з місцевим піноутворенням, при якій змішання розчинів відбувається на місці споживання піни і генератора піноутворення, де піна подається по магістралях до місця пожежі (під плити машинного відділення, в мазутний танк і т. д.).

При виникненні пожежі в приміщеннях холодильних установок або значних прориви хладагенту в навколишнє середовище (холодильних установок рефрижераторних суден) необхідно виконати наступні заходи:

- 1) зупинити холодильну установку і перекрити повітропровід повітряного охолодження трюмів;
- 2) відкрити аварійний випуск хладагенту з системи. При використанні в якості хладагенту аміаку додатково необхідно включити систему зрошення для поглинання парів аміаку водою.

Дії, які повинні бути виконані до початку фактичних операцій на судні по боротьбі з пожежею. Найбільш важливими з них є подача сигналу тривоги і повідомлення про місце виникнення пожежі.

Подача сигналу тривоги. Член екіпажу, який виявив пожежу або її ознаки, повинен негайно подати сигнал тривоги. Затримка подачі сигналу тривоги тягне за собою блискавичне поширення пожежі. Жоден член екіпажу не повинен починати боротьбу з пожежею, яким би незначним він йому ні здався, поки не буде подано сигнал тривоги. При виявленні пожежі двома або кількома членами екіпажу, одному з них слід подати сигнал тривоги, а інші одночасно повинні спробувати загасити пожежу наявними під рукою засобами. Наприклад, невелику пожежу в металеві урні можна припинити, закривши її негорючої кришкою, поки член екіпажу, який виявив його, відлучиться для повідомлення про пожежу.

					КРБ.6.135.4217зст.02.06.ПЗ	Арк.
						97
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Повідомляти слід про всі пожежах, навіть якщо вони припинилися самі собою в зв'язку з відсутністю пального матеріалу або кисню. Дослідження причин їх виникнення допоможе розкрити дефекти або умови, усунення яких запобіжить подібні пожежі в подальшому.

Повідомлення про місце виникнення пожежі. Член екіпажу, що подає сигнал тривоги, повинен бути впевнений в тому, що він повідомляє точне місце виникнення пожежі (приміщення і рівень палуби). Це важливо з кількох причин: по-перше, тим самим визначається конкретне місце роботи пожежної групи, по-друге, дається інформація про тип пожежі, до боротьби з яким слід підготуватися, по-третє, знання точного місця виникнення пожежі може підказати необхідність відключення певних систем вентиляції. І нарешті, воно дозволить встановити, які двері та люки слід закрити для локалізації пожежі.

Заходи безпеки. При спробі встановити точне місцезнаходження пожежі слід дотримуватися певних запобіжних заходів. Перш ніж відкрити двері в приміщення, щоб перевірити, чи немає в ньому пожежі, її потрібно оглянути. Потемніла або тріснута фарба вказує на наявність вогню за цими дверима. Дим, що виходить через тріщини в ущільненні дверей або в місцях проходу кабелю через перегородку, також є ознакою пожежі.

Коли місцезнаходження прихованого пожежі встановлено, двері в дане приміщення не слід відкривати до тих пір, поки не настигне допомога і не буде доставлений рукав для гасіння пожежі. На горіння в закритому приміщенні витрачається кисень, що знаходиться всередині цього приміщення. Для збільшення вогнища пожежі потрібен додатковий кисень, а при відкриванні дверей він надходить у великій кількості. Язики полум'я і нагріті гази інтенсивно викидаються через відкриті двері. Людина, що опинився на їхньому шляху, може отримати важкі опіки. Якщо на вогонь не буде спрямована струмінь води, він стане розповсюджуватися з величезною швидкістю. Чим пізніше виявлений пожежа, тим більш небезпечною може виявитися ситуація. Тому перш ніж відкрити двері, охолодіть її водою. Завжди відкривайте двері з місця, що знаходиться в стороні від дверного отвору.

					КРБ.6.135.4217зст.02.06.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		98

Далі приступають до дій у відповідності з оперативним планом по боротьбі з пожежею. Знижують або зупиняють рух судна, при необхідності змінюють курс таким чином, щоб вогонь був з навітряної сторони. Відключають електроенергію в районі пожежі, ізолюють район вогню, локалізують пожежу. Приводять в дію всі технічні засоби пожежогасіння. Старший помічник капітана повинен отримати детальну інформацію про пожежу і проаналізувати ситуацію.

Керівник операцій з гасіння пожежі, що знаходиться на місці пожежі, повинен по можливості швидко визначити тип пожежі (які горючі матеріали горять), вогнегасна речовина, необхідний спосіб атаки, спосіб запобігання поширення вогню, необхідне для гасіння пожежі кількість людей та інші конкретні завдання.

Невеликий пожежа може бути погашено кількома членами екіпажу, які першими прибули до місця пожежі; цілком можливо, що вони зможуть, попередньо оцінивши ситуацію, приступити до боротьби з вогнем. Для гасіння більш серйозних пожеж потрібні координовані дії, ефективне використання людей і техніки, чітке визначення поставлених завдань. При оцінці умов пожежі або по можливості відразу після цього, повинна бути налагоджений зв'язок та визначено місце зосередження людей і техніки. Для зв'язку краще використовувати посилюючі, оскільки телефонні лінії можуть бути пошкоджені пожежею, а пожежні безперервно переміщаються. При наявності системи внутрішньої двосторонньої радіозв'язку нею можна користуватися для координації дій по боротьбі з пожежею на судні.

Місце зосередження людей і техніки. Місце зосередження людей і техніки повинно вибиратися в незадимленій зоні, по можливості ближче до місця пожежі. Ідеальним є місце на відкритій палубі з навітряної сторони пожежі. Однак якщо пожежа виникла в нижній частині судна, людей і техніку слід зосередити нижче палуби, поблизу суднового телефону, що значно полегшить встановлення зв'язку. Однак місце зосередження людей і техніки не повинно розташовуватися там, де існує загроза пожежі.

					КРБ.6.135.4217зст.02.06.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		99

Всі засоби боротьби з пожежею (у тому числі і запасні рукава, стовбури і сокири, запасні балони для дихальних апаратів і переносні ліхтарі) повинні бути доставлені до місця зосередження людей і техніки, куди також повинно бути доставлено все необхідне для надання першої допомоги постраждалим.

Капітан передає повідомлення в компанію і постійно підтримує з нею зв'язок. Старший помічник на підставі отриманої інформації оцінює загрозу пасажирам (на пасажирських судах), судну, вантажу, екіпажу і при необхідності готує рятувальні засоби до спуску. Він разом зі старшим механіком визначає і видає наказ про застосування найбільш ефективних способів гасіння пожежі. Капітан при необхідності запрошувати допомогу у найближчих судів або рятувальників. При знаходженні в порту готуються шланги і перехідники для підключення берегової пожежної магістралі, викликається берегова пожежна допомога.

При виникненні на судні будь-якої аварійної ситуації, в тому числі і пожежі, капітан при першій нагоді повідомляє про неї партнерам компанії, таким як фрахтувальник судна або агент, страхова компанія, яка здійснює страхування, класифікаційне товариство, під наглядом якого перебуває судно. Ці партнери з відповідними даними про види зв'язку містяться в судовому Плані дій в аварійних ситуаціях (Shipboard Emergency Plan) відповідно до Міжнародного Кодексу з управління безпечною експлуатацією суден та запобігання забруднення (МКУБ).

При появі постраждалих старшим помічником надається медична допомога (в разі відсутності судового лікаря). Далі переконуються в повній ліквідації пожежі та усунення нових, а також повторних вогнищ загоряння. У судовому журналі робиться запис про час і факт пожежі, місцезнаходження судна, навігаційної обстановці.

					КРБ.6.135.4217зст.02.06.ПЗ	Арк.
						100
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

При виконанні кваліфікаційної роботи вирішені такі задачі:

1. При існуючих об'ємах паливних цистерн автономність плавання складає 37 діб з рейсовою лінією до 8246 миль.

2. Складена структурна схема енергетичної установки, таблиця режимів роботи та розраховані теплові потоки енергії на ходовому та стоянковому режимах. ККД режимів 0,37 та 0,23 відповідно. КВТ режимів становить 0,41 та 0,63 відповідно.

3. Розраховано робочий цикл дизеля MAN B&W 6G60ME-C9.5 -HPSCR та складена його індикаторна діаграма.

4. Виконано обґрунтування компоувальної схеми суднового комбінованого котла Kangrim типу РС 06, розрахунок процесу горіння та тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь нагріву комбінованого котла.

5. Розроблена принципова схема системи водяного пожежогасіння. Проведено гідравлічний розрахунок найвіддаленішої ділянки та підбір основного обладнання.

6. Наведений аналіз потенційних небезпечних та шкідливих факторів, які негативно впливають на організм людини. Описані засоби гасіння пожежі та дії екіпажу у разі її виникнення.

					КРБ.6.135.4217зсм.02.В.ПЗ	Арк.
						102
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. D.Pankratov, The Royal Institution of Naval Architects, Significant Ships of 2021, p.76 .URL: <https://rina.org.uk/publications/significant-ships/>
2. VesselFinder, 2025. URL: <https://www.vesselfinder.com/ru/vessels/details/9887451>
3. Горбов В.М. Енциклопедія суднової енергетики: підручник/ В.М.Горбов. – Миколаїв: НУК, 2010. – 624 с
4. Горбов В.М., Практичні завдання з дисципліни основи суднової енергетики: навчально-методичний посібник / Горбов В.М., Єсін І.П., Мітєнкова В.С.. – Миколаїв: НУК, 2017. – 243 с.
5. MAN B&W G60ME-C9.5-TII. Project Guide Electronically Controlled Two-stroke Engines/ *MAN Energy Solutions*. 2018. – 394 с.
6. Горбов В.М., Практичні завдання з дисципліни основи суднової енергетики: навчально-методичний посібник / Горбов В.М., Єсін І.П., Мітєнкова В.С.. – Миколаїв: НУК, 2017. – 243 с.
7. Engine type H21/32. Instruction book volume I / *Hyundai Heavy Industries Co., Ltd.*, 2025. – 361 с.
8. Артемов Г.А., Горбов В.М. «Суднові енергетичні установки»: Навчальний посібник, Миколаїв:, УДМТУ, 2002р. -356с.
9. Marsne Boiler PC-TYPE /*KangRim Heavy Industries Co., Ltd.* 2024. URL: <https://pdf.nauticexpo.com/pdf/kangrim-heavy-industries/catalogue/31209-15560-6.html>
10. Горбов В.М., Т.Г. Слаутіна, О.В. Січкарюк Методичні вказівки до вивчення дисципліни «Суднові енергетичні установки» для студентів заочної форми навчання Миколаїв: НУК, 2004.-52 с.
11. Єпіфанов О.А., Конструкція суднових котлів: Навчальний посібник, Миколаїв НУК, 2016.
12. Єпіфанов О.А., Тепловий розрахунок суднових котлів:Навчальний посібник, Миколаїв НУК, 2024.

					КРБ.6.135.4217зсм.02.Л.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		103

13. ПРАВИЛА КЛАСИФІКАЦІЇ ТА ПОБУДОВИ МОРСЬКИХ СУДЕН. Том 3, Київ. 2022. – 632 с. URL: https://www.shipregister.ua/wp-content/uploads/2022/09/PCBSt3_2020.pdf

14. Мітенкова В.С., Загальносуднові системи: Методичні вказівки, Миколаїв, 2013

15. Багатоступеневі насоси з посиленою чавунною основою, серія DPVCF. SWT. 2025. URL: <https://www.iwt.ua/shop/nasosy-uk/bagatostupenevi-nasosi-z-posilenoyu-chavunnoyu-osnovoyu-seriya-dpvsf/#tab-description>

16. ПРАВИЛА КЛАСИФІКАЦІЇ ТА ПОБУДОВИ МОРСЬКИХ СУДЕН. Том 2, Київ. 2022. – 792 с. URL: https://www.shipregister.ua/wp-content/uploads/2022/09/PCBSt2_2020.pdf

17. Міжнародна конвенція про охорону людського життя на морі 1974 року (СОЛАС-74). Міжнародний правовий акт URL: <https://marad.gov.ua/ua/npa/mizhnarodna-konvenciya-pro-ohoronu-lyudskogozhittya-na-mori-1974-roku-solas-74>

18 Основи охорони праці: Підручник. 21ге видання, доповнене та перероблене. / К. Н. Ткачук, М. О. Халімовський, В. В. Зацарний, Д. В. Зеркалов, Р. В. Сабарно, О. І. Полукаров, В. С. Коз'яков, Л. О. Мітюк. За ред. К. Н. Ткачука і М. О. Халімовського. — К.: Основа, 2006 — 448 с.

19. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. ДСН 3.3.6.037-99 URL: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/va037282-99#Text>

20. Державні санітарні правила для морських суден України ДСП 7.7.4.-057-2000, постанова № 57 від 20.12.2000 URL: <https://ips.ligazakon.net/document/MOZ12673>

					КРБ.6.135.4217зсм.02.Л.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		104