

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 багатопільового судна
для перевезення важких вантажів TAIXING

Виконав: студент 4217 ст групи



Кравченко Д.Ю.

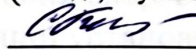
(підпис)

(фамілія ініціали)

Керівник роботи:

Доцент каф. ЕСЕУ та ТЕ, к.т.н.

(посада, науковий ступень вчене звання)



Кузнецова С.А.

(підпис)

(фамілія ініціали)

Миколаїв – 2025 р.

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

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

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

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

Студенту _____ Кравченко Дмитру Юрійовичу
(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Енергетична установка багатоцільового судна для перевезення
важких вантажів TAI XING

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

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

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

3. Вихідні дані по роботі: данні по судну для перевезення важких вантажів TAI XING

Головні розміри: L 199,90, м, B 32,26, м, T 13,5, м; дедвейт 62 тис., т;
швидкість ходу 14,5 вуз, склад СЕУ: 1 ГД, 1 ГФК, 3 ДГ, 1 КК та ОУ.

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

Розділ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки (ЕУ)

1.1 Загальні відомості про судно

1.2 Основні характеристики

1.3 Морехідні якості

1.4 Загальна характеристика суднової енергетичної установки (СЕУ)

Розділ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки

2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки

2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки

2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи

Розділ 3 Визначення параметрів суднового двигуна (СД) 6G50ME-C9.6-HPSCR

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) Alfa Laval OC

4.1 Загальний устрій котла

4.2 Вибір компоувальної схеми котла

4.3 Розрахунок процесу горіння

4.4 Тепловий баланс котла

4.5 Тепловий розрахунок теплообмінної поверхні

Розділ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи (ЗСС) осушення

5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми

5.2 Гідравлічний розрахунок системи

5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу

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

Висновки

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. Компоувальне креслення суднового котла – 1 лист.
5. Схема загальносуднової системи – 1 лист.

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання «___» _____ 20__ року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Завдання прийняв до виконання студент

Віра
Підпис

Кропивенко
ПІБ

Керівник роботи

Віра
Підпис

Кропивенко
ПІБ

TAIXING – Heavy lift multipurpose vessel



Shipbuilder:CSSC Chengxi Shipyard Co., Ltd
Vessel's name:**Taixing**
Owner/Operator:Chinese-Polish Joint Stock Shipping Company
Country:China
Designer:CSSC Shanghai Merchant Ship Design & Research Institute (SDARI)
Country:China
Model test establishment used:Shanghai Ship & Shipping Research Institute
Flag:Hong Kong
IMO number:930909
Total number of sister ships already completed (excluding ship presented):0
Total number of sister ships still on order: 7

Built by Chengxi Shipyard and delivered in December, the 62,000dwt *Taixing* is the first of four new vessels to join the fleet of heavy lift specialist Chipolbrok (Chinese-Polish Joint Stock Shipping Company). The three later vessels have scheduled delivery dates in 2022. Power and propulsion system comprises a 6G50ME-C9.6

The vessel is claimed to be the world's largest multipurpose heavy lift vessel, it measures 199.9m in length and has a 32.26m beam and has a vertical bow form. The vessel was designed by SDARI and is a double hull vessel with five holds the longest of which is 40m in length for special project cargoes.

Four of the holds are box shaped and all have strengthened tank tops for heavy cargoes. The ship has pontoon type tween decks that can be employed in all five holds. Total bale capacity is 73,000m³. The flush hatch covers allow for a length of 160m and some 5,000m² of space for deck cargoes.

Cargo handling is facilitated by four deck cranes with a 38m outreach, and the two 150tonne capacity cranes located either end of hatch 3 can work in tandem to lift 300tonnes. The other two cranes have safe working loads of 45 and 60tonnes.

The ship's power and propulsion system comprises a six-cylinder MAN B&W G50ME-C9.6 engine producing 8,000kW @83rpm. This drives a 6.9m diameter fixed pitch propeller to give a service speed of 14.5knots. To achieve Tier III NOx compliance, the engine makes use of high pressure selective catalytic reduction. A Blue Ocean Shield ballast treatment system allows for worldwide operation having type approval from IMO and USCG.

TECHNICAL PARTICULARS

Length oa:199.90m
Length bp:196.50m
Breadth moulded:32.26m

Depth moulded:19.3m
Draught
scantling:13.50m
design:11.30m
Gross:39,433t
Deadweight
scantling:62,000t
Speed, service (~%MCR output):14.5knots
Cargo capacity (m³)
Grain:75,000
Bunkers (m³)
Heavy oil:1,750
Diesel oil:450
Water ballast (m³):23,500
Daily fuel consumption (tonnes/day)
Main engine only:
- 24.6 (1 Set, Tier II mode)
- (2 Sets, Tier III mode)
Auxiliaries:
- (1 Set, Tier II mode)
- (1 Set, Tier III mode)

Classification society and notations: ...DNV & CCS

Propulsion
Main engine(s)
Design:MAN
Model:6G50ME-C9.6 HPSCR
Manufacturer:Hudong Heavy Machinery Co. Ltd
Number:1
Type of fuel:HFO & MGO
Output of each engine:8,000kW x 83rpm

Propeller(s)
Material:Ni-Al-bronze(Cu3)
Designer/Manufacturer:CSSC Shanghai Merchant Ship Design & Research Institute (SDARI)
Number:1
Fixed/Controllable pitch:FPP
Diameter:6.9
Speed:77

Diesel-driven alternators
Number:3
Engine make/type:CSSC Marine Power Co.,Ltd. CMP-MAN 6L23/30H MK2
Type of fuel:HFO & MGO
Alternator make/type:ZhengJiang China Marine-XianDai Generating Co., Ltd
Output/speed of each set:850kW x 720rpm
Boilers
Number:1
Type:Composite boiler
Make:Alfa Laval
Output, each boiler:fuel /ME exh. side (1,500/800kg/h)

Deck machinery
Cargo cranes/cargo gear
Number:4
Make:MacGregor
Type:2XGL8024/MLC/4538-2/3338GR, 2XGLH15018/MLC/6038-2/4538GR
Performance:45t-38m, 60t-38m/150t-18m

Other cranes
Number:1+1
Make:Wuxi Haidelong Marine Equipment Co., Ltd
Type:Hydraulic slewing crane
Tasks:For provision
Performance:1.5t-7.2m, 1.5t-11.4m
Mooring equipment
Number:4
Make:WMMP
Type:hydraulic
Special lifesaving equipment
Number of each and capacity:26p
Make:Jiangsu Jiaoyan Marine Equipment Co., Ltd
Type:Free-fall lifeboat
If MES, vertical or sloping chutes?:sloping
Cargo/capacity
Hatch covers
Design:TTS Hua Hai
Type:folding type
Ballast control system
Make:Hoppe
Type:electro-hydraulic
Ballast water treatment system
Make:Blue Ocean Shield
Capacity:900m³/h
Complement
Officers:12
Crew:14
Suez/Repair Crew:6
Single/double/other rooms:26/0/1

Navigation and other equipment
Bridge control system
Make:Kongsberg
Type:Autochief 600
Is bridge fitted for one-man operation?N
Integrated bridge system:N
Radars
Number:3
Make:Furuno
Model(s):FAR-2328/FAR-2338S/FAR-2218

Fire detection system
Make:Consilium
Type:Salwico cargo
Fire extinguishing systems
Cargo holds:CO₂
Make/Type:VTI
Engine room:CO₂/ Local Mist Spray
Make/Type:VTI/DESMI
Waste disposal plant
Incinerator
Make:Nanjing Luzhou
Model:OG200CS
Sewage plant
Make:Nanjing Luzhou
Model:STC-2

Contract date:April 2020
Launch/float-out date:July 2021
Delivery date:November 2021



АНОТАЦІЯ

Для здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр» за спеціальністю 135, як завершальний етап підготовки, виконано кваліфікаційну роботу, що стосується судна TAI XING, введеного у дію у 2021 році для перевезення вантажів, що мають великі габарити та масу. Робота виконана згідно завдання на КРБ (кваліфікаційна робота бакалавра) та складається з пояснювальної записки та презентаційних матеріалів. Пояснювальна записка складається з 6 розділів на 91 листах та включає 29 таблиць, 28 рисунків та 26 посилань на літературні джерела. Висвітлює данні судна: габаритні розміри; вантажі, склад суднової енергетичної установки (СЕУ), окремо розглянуті питання стосовно особливостей конструкції, систем головного двигуна та комбінованого котла.. Виконані наступні розрахунки: автономності, потоків енергії окремих елементів та показників ефективності установки на ходовому на стоянковому режимах, процесів у ГД, розрахунків утилізаційної частини комбінованого котла (КК), потреб судна у прісній воді, гідравлічний розрахунок, перевірка на кавітацію відцентрового насосу та трубопроводу на міцність. Презентаційні матеріали, що відносяться до графічної частина роботи представлені у вигляді презентації, що складається з плакатів та креслень на 5 листах з додаванням титульного, висновків та листа подяки.

Ключові слова: суднова енергетична установка, судно для перевезення важких вантажів, головний двигун, комбінований котел, осушувальна система

ABSTRACT

As the final stage of training for the attainment of the bachelor's degree in specialty 135, a qualification thesis was completed concerning the vessel TAI XING, which was commissioned in 2021 for the transportation of oversized and heavy cargo. The work was carried out in accordance with the assignment for the bachelor's qualification thesis and consists of an explanatory note and presentation materials. The explanatory note consists of 6 sections over 91 pages and includes 29 tables, 28 figures, and 26 references to literature sources. It presents data on the vessel: overall dimensions, cargo specifics, the configuration of the ship's power plant (SPP), and separately examines the structural features and systems of the main engine and the combined boiler. The following calculations were performed: autonomy, energy flows of individual components, efficiency indicators of the plant in running and parking modes, processes in the main engine, calculations of the waste heat recovery part of the combined boiler, freshwater demand of the ship, hydraulic calculation, cavitation check of the centrifugal pump, and pipeline strength check. The presentation materials related to the graphical part of the thesis are presented in the form of a presentation consisting of slides and drawings on 5 sheets, including a title sheet, conclusions, and an acknowledgment page.

Keywords: ship power plant, heavy cargo transport vessel, main engine, combined boiler, bilge system.

					КРБ.6.135.4217ст.01.А	Арк
						4
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

	Стр.
Анотація	4
Перелік прийнятих скорочень	7
Вступ	9
Розділ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки (ЕУ)	11
1.1 Загальні відомості про судно	11
1.2 Основні характеристики	13
1.3 Морехідні якості	14
1.4 Загальна характеристика суднової енергетичної установки	16
Розділ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки (СЕУ)	20
2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки (ЕУ)	20
2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки	25
2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки	25
2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи	26
Розділ 3 Визначення параметрів суднового двигуна 6G50ME-C9.6-HPSCR	33
3.1 Загальний устрій та характеристики головного двигуна.	33
3.2 Системи головного двигуна	39
3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна	40
3.4 Побудова індикаторної діаграми	45
Розділ 4 Розрахунок характеристик суднового котла Alfa Laval OC	48
4.1 Загальний устрій котла	48
4.2 Вибір компоновальної схеми котла	50
4.3 Розрахунок процесу горіння	51
4.4 Тепловий баланс котла	53
4.5 Тепловий розрахунок теплообмінної поверхні УК	54
Розділ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи осушувальної	59
5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми	59

5.2 Гідравлічний розрахунок системи	70
5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу	75
Розділ 6 Охорона праці у машинному відділенні судна	82
Висновки	88
Список використаних літературних джерел	89

					КРБ.6.135.4217ст.01.3М	Арк.
						6
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ

DM – Dry mass

DNV GL – Det Norske Veritas та Germanischer Lloyd;

CCS – China Classification Society;

IMO – International Maritime Organization;

(ISPS) Code – International Ship and Port Facility Security;

HFO – Heavy Fuel Oil;

HPSCR – High-pressure SCR (High-pressure Selective Catalytic Reduction installed upstream the turbocharger(s);

LPG – Liquefied Petroleum Gas (це пальне, що складається з суміші пропану и бутану, та перевозяться у стиснутому виді під тиском);

MDO – Marine Diesel Oil;

MGO – Marine Gasoil; Marine gasoil is similar to diesel fuel, but has a higher density;

FPP – Fixed Pitch Propellers;

SFOC – specific fuel-oil consumption;

SOLAS – Safety of Life at Sea;

АДГ – аварійний дизель-генератор;

ВО – вантажні операції;

СОД – високообертовий дизельний двигун;

ГД – головний двигун;

ГРЩ – головний розподільчий щит;

ГФК – гвинт фіксованого кроку;

ГУП – головний упорний підшипник;

ЕГ – електричний генератор;

ЕУ – енергетична установка;

ДГ – дизель-генератор;

КВТ – коефіцієнт використання теплоти;

КК – комбінований котел;

ККД – коефіцієнт корисної дії ;

МОД – малообертовий дизельний двигун;

					КРБ.6.135.4217ст.01.ПС	Арк.
						7
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

МКУБ – Міжнародний кодекс з управління безпекою;

ОУ – опріснювальна установка;

СР – режим роботи на стоянці з вантажними операціями;

СР з ВО – стоянковий режим з вантажними операціями;

СР без ВО – стоянковий режим без вантажних операцій;

СЕУ – суднові енергетичні установки;

ТК – турбокомпресор;

ТНА – турбо-наддувний агрегат;

ХР – ходовий режим з вантажем.

					КРБ.6.135.4217ст.01.ПС	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

ВСТУП

Особливість цих суден полягає у одночасному перевезенні як важких, так великих за габаритами вантажів у трюмах. Додатково на кришках цих трюмів при встановленні відповідних конструкцій розташовуються контейнери, за потребу. Це збільшує кількість вантажів і можливість поліпшати розташування для зменшення крену та деференту і кількість рейсів без вантажу, чи з частковим завантаження.

Наявність чотирьох потужних кранів дозволяє прискорити режими, пов'язані з вантажними роботами, зменшити час стоянкового режиму та значною мірою підвищують прибутковість використання судна [1]. Це підтверджує значну зацікавленість у таких самохідних суднах та досвіду їх розроблення із залученням досвіду кількох держав [2].

Склад енергетичної установки TAI XING враховує сучасні вимоги по викидам NO_x за рахунок встановлення селективно - каталітичного реактору високого тиску (HPSCR - high-pressure installation selective catalytic reduction) на головному двигуні, що забезпечує норми на рівні Tier III. За складом суднова енергетичні установка відповідає суховантажним теплоходам, але наявність комбінованого котла показує, що утилізація газів головних двигунів залишається актуальною навіть при значному зростанні економічності самих двигунів.

Обране судно є сучасним і демонструє досягнення в суднобудуванні та склад кваліфікаційної роботи дозволяють застосувати та поглибити знання та навчитися аналізувати ефективність роботи окремих елементів та установки у цілому. Це обґрунтовує актуальність запропонованої тематики.

					КРБ.6.135.4217ст.01.В	Арк.
						9
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4217ст.01.01.ПЗ							
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата	Загальна характеристика судна та енергетичної установки (ЕУ)			Літ		Аркуш	Аркушів	
Студент		Кравченко Д.Ю.									10	9
Керівник		Кузнецова С.А.										
								НУК імені адмірала Макарова				

1. Загальна характеристика судна та енергетичної установки (ЕУ)

1.1. Загальні відомості про судно

Транспортне судно Tai Xing дедвейтом 62 000 тон, побудоване компанією CSSC Chengxi Shipyard Co., Ltd. Проектною документацією займалася CSSC Shanghai Merchant Ship Design & Research Institute (SDARI). Час від оформлення договору на проектування та будівництво судна до спуску його на воду склав 16 місяців (квітень 2020- липень 2021), випробування та здача здійснено у кінці листопада 2021 року. 3 грудня 2021 року судно повністю введено у експлуатацію у Китайській народній республіці (КНР) – Гонг Конг з номером IMO 9930909. Це перше із чотирьох нових суден, що приєдналися до флоту Китаю. Три судна, а саме YONG XING, HERBERT, PILECKI введені у 2022 році, а взагалі серія планується з семи аналогічних суден [2, 3].

Це судно спроектовано для перевезення та перевантаження важких габаритних вантажів. Chinese - Polish Join Stock Shipping Company (Китайсько-Польське акціонерне товариство).

Судно було спроектовано SDARI і має подвійне дно корпусу у п'ятих трюмах, найдовгий з яких має довжину 40 м для спеціальних вантажів і знаходиться у середині між по два у корму і ніс відсіків коробчастої форми. Усі вантажні відсіки мають посилені кришки баків для важких вантажів. Судно має додаткові перекриття між палубами, які можуть бути використані у всіх п'яти трюмах. Загальна місткість трюмів складає 730 000 м³. Кришки люків розташовані впритул до палуби, що при такому розташуванні забезпечують додаткову довжину 160 м та простір близько 50000 м³ для палубних вантажів.

Вантажообіг здійснюється чотирма палубними кранами фірми Mac Gregor: два GL8024/MLC/4538-2/3338GR та два GLH15018/MLC/6038-2/4538GR з наступними характеристиками: перші з вильотом стріли 38 м при 45 тонах або 60 тонах розташовані біля першого та п'ятого люка, інші два на 150 тон з вильотом стріли -18м. Крани вантажопідйомністю по 150 тон кожний, розташовані на обох кінцях люка з найбільшого за габаритами для зменшення часу вантажних робіт. [2, 3]

					КРБ.6.135.4217ст.01.01.ПЗ	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		



Рис.1.1. Загальний вигляд судна Tai Xing

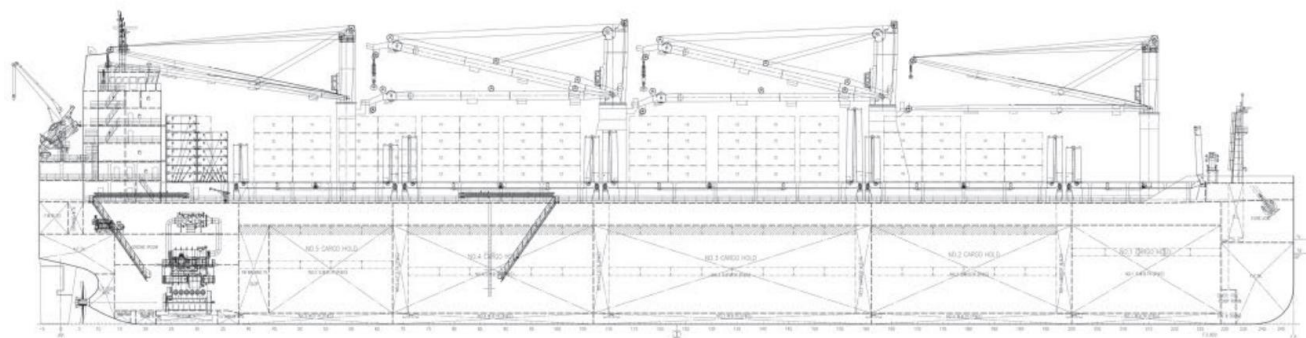


Рис. 1.2. Переріз по ДП судна Tai Xing

Судно побудовано та експлуатується згідно вимогам: DNV& CCS

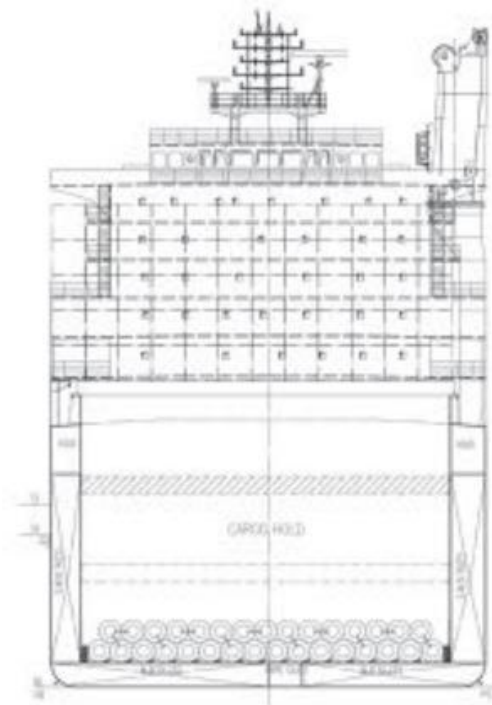


Рис. 1.3.Переріз по мідель-шпангоуту з видом найбільшого відсіку

					КРБ.6.135.4217ст.01.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		12

1.2 Основні характеристики

Основні характеристики судна висвітлюють габарити та експлуатаційні характеристики у таблиці 1.1., що наведені у [2] та частково у [3]. За довжиною та шириною це судно віднесено до найбільших, що перевозить крупногабаритні та тоннажні вантажі.

Таблиця 1.1 Характеристики судна

Найменування характеристики судна, позначення, одиниці вимірювання	Чисельні значення
Найбільша довжина, L , м	199,90
Довжина між перпендикулярами, $L_{пп}$, м	196,50
Ширина, B , м	32,26
Висота борту до головну палуби, H , м	19,30
Осадка, проектна /реальна T , м	13,50/11,30
Валова місткість, т	39433
Дедвейт, т	62000
Вантажопідйомність відсіків, m^3 (зерно)	75000
Швидкість, вузли	14,5
Екіпаж постійний на рейс:	26
Керуючий склад (офіцери)	12
Інші члени екіпажу	14
Додаткові члени ремонтної бригади	6
Бункерування: важке НФО/ дизельне пальне MDO або MGO m^3	1750/450
Водяний баласт до, m^3	23500
Добова витрата пального на ГД, т/добу	24,60+2,00

Таблиця 1.2 Суднові пристрої, системи та інші данні по судну

Найменування, одиниці вимірювання	Чисельні значення
1	2
Вантажні крани Mac Gregor кількість	2×2
Вантажопід'ємність/радіус роботи (т/м)	1×45/38; 1×60/38; 2×150/18
Провізійні вантажні крани Wuxi Haidelong Marine Equipment Co., Ltd кількість	1+1
принцип роботи	Гідравлічні
Вантажопід'ємність/ радіус роботи (т/м)	1×1,5/7,2; 1×1,5/11,4
Швартові пристрої WMMP кількість	4
принцип роботи	Гідравлічні
Групово рятувальна щлюпка вільного падіння Jiangsu Jiaoyan Marine Equipment Co., Ltd	на 26 осіб
Складні кришки на вантажні трюми TTS Hua Hai	5
Системи навігації Kongsber	Autochief 600
Система контролю очистки баластних вод Норре принцип роботи	Електрогідравлічні
Система очистки баластних вод Blue Ocean Shield Продуктивність, m^3 /год	900
Система контролю та сигналізації пожежі Consilium	

					КРБ.6.135.4217ст.01.01.ПЗ	Арк.
						13
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

1	2
Системи пожежогасіння VTI: Вантажні трюми Машинне відділення	CO ₂ CO ₂ /локальний туман
Радари Furuno, кількість FAR - 2328/FAR-2338S/FAR-2218	3
Для утилізації побутових відходів Сміттєспалювальний прилад Nanjing Luzhou Система очищення стічних вод Nanjing Luzhou	OG200CS STC-2

1.3. Морехідні якості

В якості морехідних якостей розглядається швидкість судна, автономність та дальність плавання по запасам. Ці якості пов'язані з судновою енергетичною установкою та її ефективністю, що впливає на запаси пального які і враховуються у розрахунках та коефіцієнт запасу пального $k = 1,1-1,2$ на змінні погодні умови.

За даними опису судна [2] судно планувалось експлуатувати при середній швидкості 14,5 вузлів, данні по цьому судну після 4 років його експлуатації дещо змінилися і середня швидкість знизилась до 12 вузлів, яка і обирається для подальших розрахунків [3]. Це може бути обумовлено обростанням корпусу судна та зміни його опору.

Судно бункерується важким (Heavy oil – HFO) – 1750 м³ та легким (Diesel oil – MDO або MGO) – 450 м³. При відсутності спеціальних елементів скрубберів для забезпечення вимог ІМО, що зазначені у MARPOL обираємо HFO малосірчасте моторне пальне, що характеризується нижчою теплотою згоряння 41300 кДж/кг та густиною 970 кг/м³. В якості легкого пального обираємо дизельне пальне, яке зазначено у запасах пального з нижчою теплотою згоряння 42700 кДж/кг та густиною 840 кг/м³ при однакових температурах, або MGO 42500 та густиною 860 кг/м³ [2, 4]

Елементами СЕУ, що використовують наведене пальне, є головний двигун, двигуни дизель-генераторів та частина комбінованого котла паропродуктивністю 1500 кг/год. Режими роботи судна – ходовий та стоянковий режими досліджені за даними спостереження наведеними у [3] за лютий-березень 2025: ходовий режим – складає 165 - 370 годин (6 діб 21 година – 15 діб 10 годин), а стоянковий

					КРБ.6.135.4217ст.01.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		14

44 - 94 години (1 доба 20 годин -3 доби 22 годин). Тобто як що прийняти рейс як два переходу –ходовий режим та один стоянковий то загальний час складе за максимальними значеннями 834 години що приймаємо за 100%: ходовий з вантажим – 89%, стоянковий складе 11% від нього за даними [3]. За даними таблиці режимів роботи судна (див. розділ 2) розглядаємо стоянковий з вантажними операціями (ВО), що за специфікою судна може дорівнювати 8%, тоді без ВО – 3% - стоянка на рейді. Вихідна інформація по витратах пального для кожного елемента СЕУ наведена у 2 розділу у таблиці 2.6 – головний двигун; таблиці 2.8 – паливна частина комбінованого котла (ДК) ; таблиця 2.9 – первинний тепловий двигун дизель-генератора (ДГ). З урахуванням цих значень находимо середньодобове значення витрати пального на добу.

Таблиця 1.3 Розрахунок автономності та дальності плавання по запасам пального(HFO та MDO) [2] та даними з таблиць 2.6, 2.8 та 2.9 розділу 2

№ п/п	Величина	Позначення	Один. вимір	Формула або джерело	Чисельне значення
1	2	3	4	5	6
Сумарна добова витрата HFO та MDO на ходовому режимі з вантажем (1 ГД , 2 ДГ та ДК)					
1.	Сумарна об'ємна добова витрата HFO	$V_{\text{добHFO}}^{\text{CEUXP}}$	м³/добу	$V_{\text{добHFO}}^{\text{ГД}} + 2V_{\text{добHFO}}^{\text{ДГ}} = 22,82 + 2 \cdot 3,09$	29,00
2.	Сумарна об'ємна добова витрата MDO	$V_{\text{добMDO}}^{\text{CEUXP}}$	м³/добу	$V_{\text{добMDO}}^{\text{ГД}} + 2V_{\text{добMDO}}^{\text{ДГ}} + V_{\text{добMDO}}^{\text{ДК}} = 2,93 + 2 \cdot 0,66 + 2,83$	7,08
Сумарна добова витрата HFO та MDO на ходовому режимі у баласті (1 ГД , 1 ДГ та ДК)					
3.	Сумарна об'ємна добова витрата HFO	$V_{\text{добHFO}}^{\text{CEUXP}}$	м³/добу	$V_{\text{добHFO}}^{\text{ГД}} + V_{\text{добHFO}}^{\text{ДГ}} = 22,82 + 3,09$	25,91
4.	Сумарна об'ємна добова витрата MDO	$V_{\text{добMDO}}^{\text{CEUXP}}$	м³/добу	$V_{\text{добMDO}}^{\text{ГД}} + V_{\text{добMDO}}^{\text{ДГ}} + V_{\text{добMDO}}^{\text{ДК}} = 2,93 + 0,66 + 2,83$	6,42
На стоянковому режимі з вантажними операціями (2ДГ та ДК)					
5.	Сумарна об'ємна добова витрата HFO	$V_{\text{добHFO}}^{\text{CEUCPзBO}}$	м³/добу	$2V_{\text{добHFO}}^{\text{ДГ}} = 2 \cdot 3,09$	6,18
6.	Сумарна об'ємна добова витрата MDO	$V_{\text{добMDO}}^{\text{CEUCPзBO}}$	м³/добу	$2V_{\text{добMDO}}^{\text{ДГ}} + V_{\text{добMDO}}^{\text{ДК}} = 2 \cdot 0,66 + 2,83$	4,15
На стоянковому режимі без вантажних операцій (ДГ та ДК)					
7.	Сумарна об'ємна добова витрата HFO	$V_{\text{добHFO}}^{\text{CEUCPбезBO}}$	м³/добу	$V_{\text{добHFO}}^{\text{ДГ}} = 3,09$	3,09
8.	Сумарна об'ємна добова витрата MDO	$V_{\text{добMDO}}^{\text{CEUCPбезBO}}$	м³/добу	$V_{\text{добMDO}}^{\text{ДГ}} + V_{\text{добMDO}}^{\text{ДК}} = 0,66 + 2,83$	3,49
Усереднена добова витрата палива					
9.	Для важкого пального (HFO)	м³	$V_{\text{добHFO}}^{\text{CEU}}$	$0,89V_{\text{добHFO}}^{\text{CEUXP}} + 0,08V_{\text{добHFO}}^{\text{CEUCPзBO}} + 0,03V_{\text{добHFO}}^{\text{CEUCPбезBO}} = 0,89 \cdot 29,00 + 0,07 \cdot 6,18 + 0,03 \cdot 3,09$	26,34

1	2	3	4	5	6
10	Для легкого пального	м ³	$V_{\text{добMDO}}^{\text{CEY}}$	$0,89V_{\text{добMDO}}^{\text{CEYXP}} + 0,08V_{\text{добMDO}}^{\text{CEYCP з BO}}$ $+ 0,03V_{\text{добMDO}}^{\text{CEYCP без BO}}$ $= 0,89 \cdot 7,08 + 0,08 \cdot 4,15 +$ $0,03 \cdot 3,49$	6,74
Автономність складає по запасам					
11.	Важке пальне	T_{HFO}	доба	$V_{\text{HFO}}/V_{\text{добHGO}}^{\text{CEY}} = 1750 / 26,34$	66,44
12.	Легке пальне	T_{MDO}	доба	$V_{\text{MDO}}/V_{\text{добMDO}}^{\text{CEY}} = 450 / 6,74$	66,77
Приймаємо найменше значення 66 діб автономність та дальність плавання при швидкості 14,5 вузла до 22968 миль					

1.4 Загальна характеристика суднової енергетичної установки (CEY)

Установка цього багатоцільового судна, що може перевозити як контейнери на верхній палубі, так і важких габаритних вантажів у трюмі (див. рис. 1.2 та 1.3) складається з дизельної установки, що працює на рух і для вантажних суден є головною, а також допоміжною: суднової електростанції, котельної та опріснювальної установок.

До одновальної дизельної пропульсивної установки, що є головною, належить реверсивний головний двигун (ГД) 6G50ME-C9.6-HPSCR. Він працює на гвинт фіксованого кроку. При потужності 8000 кВт та частоті обертання 83 хв⁻¹ ГД забезпечується швидкість 14,5 вузлів.

Електроенергетична установка складається з трьох однакових допоміжних дизель-генераторів (ДГ) з двигуном MAN 6L23/30H MK2 потужністю 850 та генератором від Zheng Jiag China Marine - Xian Dai Generating Co., Ltd потужністю 816 кВт та частотою 720 хв⁻¹ [2]. В якості аварійного джерела енергії застосовується аварійних дизель-генератор (АДГ).

Котельна установка складається з одного комбінованого котла (КК) фірми Alfa Laval продуктивністю 1500/800 кг/год [2]. Тобто паливна частина – 1500 кг/год, а утилізаційна – 800кг/год. Тому робимо припущення, що утилізаційна частина працює від газів ГД, що мають більший тепловий потенціал за результатами розрахунків розділу 2.

Опріснювальна установка (ОУ) обирається з урахуванням потребам 26 членів екіпажу, що постійно перебувають на судні та елементів енергетичної

					КРБ.6.135.4217ст.01.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		16

установки (дизельним двигунів, котла) з дотриманням вимог о необхідності забезпечення при її роботі не більш 12 годин на добу за формулою:

$$D_s^{OY} = 10^{-3} \cdot 24 \cdot \alpha \left[(\sum D_{УК}^{KK} + D_{ДК}^{KK}) \right] + 10^{-3} \cdot w \cdot n_e =$$

$$= 10^{-3} \cdot 24 \cdot 0,007 \cdot [(800+1500)] + 26 \cdot 300 \cdot 10^{-3} = 0,386 + 7,800 = 8,186 \text{ т/добу}$$

де $\alpha = 0,005 \dots 0,01$ – коефіцієнт продувки УК та ДК [5]; $w = 240 \dots 300$ – норма води на 1 члена екіпажу на добу, кг/добу; n_e – кількість членів екіпажу що постійно перебувають на судні, чол.

Приймаємо 8,2 тони на добу. Фірма Alfa Laval випускає ряд опріснювальних установок що використовують теплоту прісної води високотемпературної системи охолодження ГД. Одним з них є установки AQUA Blue враховуючи, що дистилат на виході з установок що використовують пластини лежить у діапазоні ($t=35-45$ °C) [6]. Обирає середнє значення $t=40$ °C то густина складе $\rho=992$ кг/м³[7] тоді продуктивність складе 8,266 м³/добу тобто AQUA Blue Mini з продуктивністю 1-18 м³/добу задовольняє цим потребам. Обираємо AQUA Blue Mini E1 [8] з продуктивністю 5-15 м³/добу

Крім обладнання СЕУ, що наведене вище встановлено HPSCR-селективнокаталітичний реактор високого тиску фірми MAN, що знаходиться перед турбокомпресором за забезпечує вимоги по вмісту NOx відповідно вимогам Tier III [9]. Розташування цих елементів СЕУ у машинному відділенні наведені на рис 1.4.

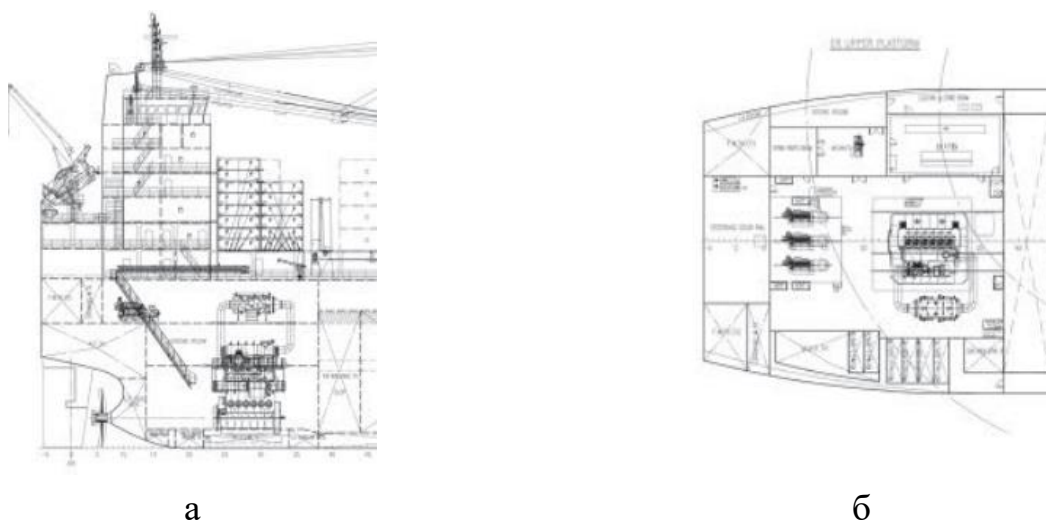


Рис 1.4 Розташування елементів СЕУ у МВ. а – вид перерізу по ДП; в – переріз по ДП

					КРБ.6.135.4217ст.01.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		17

Висновок по розділу 1.

1. Судно Tai Xing спроектоване з урахуванням вимог Det Norske Veritas та Germanischer Lloyd та China Classification Society. Призначено для перевезення крупногабаритних вантажів у п'яти вантажних відсіках, що розташовані у носову кінцівку від машинного відділення. На кришках вантажних відсіків може додатково транспортуватися і контейнери, а наявність чотирьох вантажних кранів прискорює вантажообіг.
2. До складу одновальної СЕУ входить: 6G50ME-C9.6-HPSCR з прямою передачею потужності валопровідом на гвинт фіксованого кроку; три однакових допоміжних дизель-генератора та один АДГ з головним розподільчим щитом; комбінований котел ОС та утилізаційна опріснювальна установка AQUA Blue Mini E1.
3. Автономність за запасами важкого (HFO) та легкого (MDO) пального складає 66 діб. Дальності плавання з урахуванням автономності за паливом та швидкості 14,5 вузлів складе 22968 миль.

					КРБ.6.135.4217ст.01.01.ПЗ	Арк.
						18
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4217ст.01.02.ПЗ							
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата	Визначення ефективності суднової енергетичної установки			Літ		Аркуш	Аркушів	
Студент	Кравченко Д.Ю.										19	13
Керівник	Кузнецова С.А.							НУК імені адмірала Макарова				

2. Визначення ефективності суднової енергетичної установки

2.1. Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки

До основного обладнання енергетичної установки (ЕУ) Tai Xing відноситься: ГД з прямою передачею, валопровід з гідравлічною муфтою, гребний гвинт фіксованого кроку; три допоміжних ДГ однакової потужності та один АДГ; КК та ОУ, що утилізують теплоту газів та прісної води ГД. Це обладнання поєднано у комплекс та обслуговується відповідними системами. До цих систем відносяться: паливна, масляна, охолодження, подачі повітря, відведення газів, стиснутого повітря, а завдяки наявності парового котла і парова та конденсанно-живильна.

Для виконання розрахунків ефективності окремих елементів та установки у цілому визначимо параметри обладнання СЕУ у табличній формі.

Таблиця 2.1 Параметри ГД 6G50ME-C9.6-HPSCR [2, 10, 11]

Параметри та одиниці виміру	Позначення, чисельне значення
Номінальна потужність L_1/L_2 , кВт	$N_e^{ГД} = 10320/7740$
частота обертання L_1-L_2/L_3-L_4 , об/хв = хв ⁻¹	$n_e^{ГД} = 100/79$
питома витрата палива L_1 при SFOC, кг/(кВт·год)	$g_e^{ГД} = 0,1695$
Експлуатаційна потужність, кВт	$N_{ек}^{ГД} = 8000$
частота обертання, хв ⁻¹	$n_{ек}^{ГД} = 83$
питома витрата палива, кг/(кВт·год)	$g_{ек}^{ГД} = 0,1686$ кг/(кВт·год)
Степінь підвищення тиску повітря в компресорі надувного агрегату ДВЗ	$\pi_k = 4,30$
Коефіцієнт корисної дії надувного компресору	$\eta_k = 0,8$
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha_\Sigma = 3,3$
Температура газів перед УК, °С (К)	$t_r^{ГД} = 210$ ($T_r^{ГД} = 483$)
Температура повітря на вході в наддувний компресор, °С (К)	$t_n^{ГД} = 25$ ($T_n^{ГД} = 298$)
Температура повітря за охолоджувачем повітря, °С (К)	$t_n'^{ГД} = 45$ ($T_n'^{ГД} = 318$)
Нижча теплота згоряння палива (ПД), кДж/кг	$Q_{MDO}^r = 42700$

До іншого обладнання пропульсивного комплексу відноситься: передача потужності від ГД до валопроводу, валопровід та рушії [2]. Як що реверсування виконується за допомогою ГД то передача може бути потрібна для зміни частоти обертання між ГД та гвинтом фіксованого кроку (ГФК).

Різниця у частоті між цими елементами СЕУ складає $83-77 = 6 \text{ хв}^{-1}$, тобто застосування гідравлічної муфти буде доречним. Як що для зменшення коливань між двигуном та валопроводом розташувати демпфірувальну муфту Pato (рис.2.1), між валами гідравлічну муфту, що виконує також виконує функцію роз'єднання. Так як муфта є елементом валопроводу то майже можна вважати, що застосовується пряма передача.

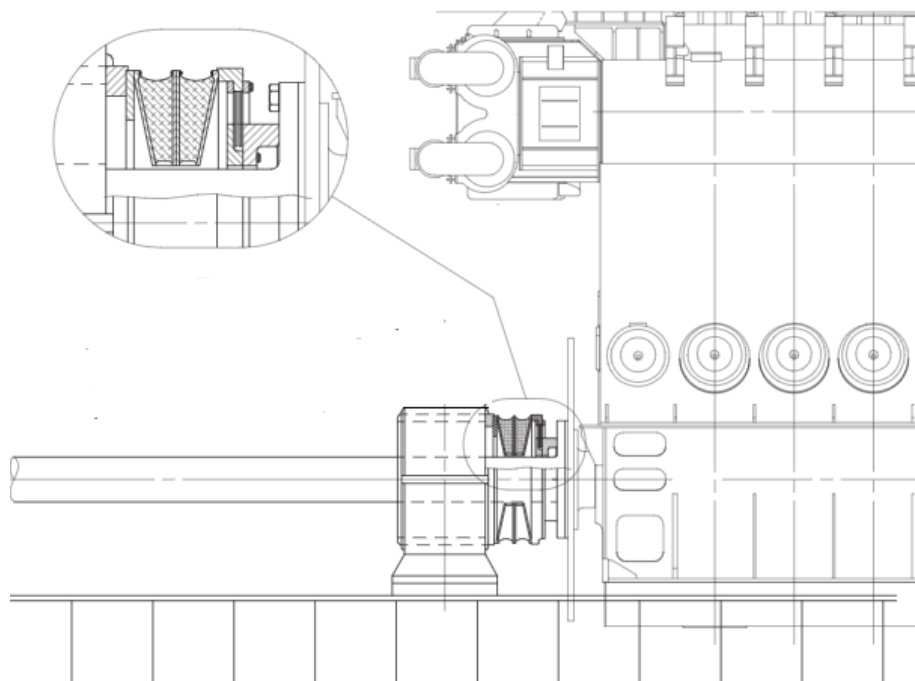


Рис 2.1 З'єднання ГД з валопроводом за допомогою муфти Pato

До складу валопроводу входять два вала проміжний та гребний, що поєднуються між собою проставкою – вал-проставка (рис 2.2).

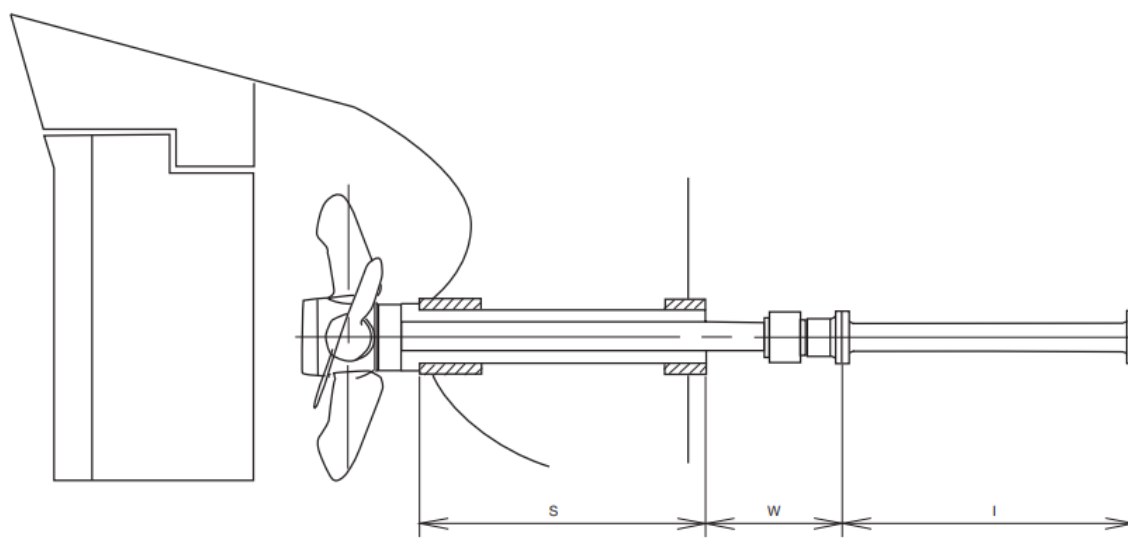


Рис. 2.2 Схема розташування валів валопроводу

					КРБ.6.135.4217ст.01.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		21

Враховуючи методику, наведену у Регістрі судноплавства України том 3 [12], до даних для визначення діаметрів валів, відносять: матеріали валів (приймаємо, з урахуванням умов роботи, що вали виготовлені з вуглецевої сталі: гребний вал – зі сталі категорії міцності КМ-25 ($R_{mB} = 480$ МПа), а проміжний вал – КМ-23 ($R_{mB} = 440$ МПа); номінальна потужність, що дорівнює $P = N_e^{ГД} = 10320$ кВт; частота обертання валів, що відповідає $N_e^{ГД}$ це $n = n_e^{ГД} = 100$ хв⁻¹. Обрані ці значення з урахуванням можливості збільшення потужності до значень у верхній крапки робочого поля. Значення що враховують вид установки та конструктивні запаси: $F = 100$ – коефіцієнт для дизельних установок (ДУ) з прямою передачею потужності на гвинт та $k = 1,22$ – коефіцієнт, що враховує конструкцію валу та для безшпонкового з'єднання гребного гвинта.

Найменший припустимий діаметр проміжного валу повинний бути не менш ніж $d_{пр}^* = F \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{10320}{100}} = 469,06$ мм,

Мінімальний розрахунковий діаметр гребного валу

$$d_{гр}^* = 100 \cdot k \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} = 100 \cdot 1,22 \cdot \sqrt[3]{\frac{10320}{100}} = 572,25 \text{ мм},$$

Розрахункові діаметри валів:

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

$$d_m^{ГР} = d_{гр}^* \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{R_{mB} + 160}} = 572,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{480 + 160}} = 547,33 \text{ мм}$$

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

$$d_m^{пр} = d_{пр}^* \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{R_{mB} + 160}} = 469,06 \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{440 + 160}} = 458,40 \text{ мм}.$$

За результатами розрахунків прийняті наступні значення діаметрів валів: проміжного – 460 мм; гребного – 548 мм.

Крім валів обов'язково до складу валопроводів уходять підшипники, що забезпечують підтримання – опорні, а упорний що є вбудованим до ГД не входить до складу валопроводу. Дейдвудний пристрій, що забезпечує вихід за межі корпусу судна включає: дейдвудний підшипник; труби для проходження гребного валу; ущільнення, що встановлюються на трубі гребного валу;

					КРБ.6.135.4217ст.01.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		22

системи змащування та охолодження, а також приладів для вимірювання посадки гребного валу. ККД валопроводу приймаємо 0,99, що характерне для суден з кормовим розташуванням МВ та одними з найменшими втратами.

Гвинт працює з частотою обертання 77 хв^{-1} , та має діаметр 6,9 м з сплаву Cu3, що поєднує нікель, алюміній, бронзу. Рушій виготовлений CSSC Shanghai Merchant Ship Design&Research Institute (SDARI).

Пропульсивний коефіцієнт приймаємо $\eta = 0,68$, він враховує ефективність роботи комплексу гвинт- спрямовувачі- корпус судна.

Суднова електростанція. Електростанція, що забезпечує електричною енергією усіх користувачів на судні складається з трьох допоміжних ДГ, а при аварійних ситуаціях – один аварійний ДГ.[2]

Таблиця 2.2 Параметри ДГ з дизельним двигуном 6L23/30H Mk2 [2, 11]

Параметри, одиниці виміру	Позначення, чисельне значення
Кількість	$i = 3$
Номінальна потужність двигуна, кВт	$N_e^{\text{ДВЗ}} = 852$
частота обертів, хв^{-1}	$n_e^{\text{ДВЗ}} = 720$
питома витрата палива, $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$	$g_e^{\text{ДВЗ}} = 0,194$
Експлуатаційна потужність, кВт	$N_{\text{ек}}^{\text{ДВЗ}} = 850$
частота обертів, хв^{-1}	$n_{\text{ек}}^{\text{ДВЗ}} = 720$
питома витрата палива, $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$	$g_{\text{ек}}^{\text{ДВЗ}} = 0,194$
Степінь підвищення тиску повітря в компресорі наддувного агрегату ПТД	$\pi_k = 3,0$
Коефіцієнт корисної дії наддувного компресора	$\eta_k = 0,8$
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha_{\Sigma} = 2,3$
Температура відпрацьованих газів, К	$T_{\Gamma} = 615 \text{ К}$
Температура повітря на вході в наддувний компресор, К	$T_{\text{пов}} = 298 \text{ К}$
Температура повітря за охолоджувачем повітря, (К)	$T_{\Pi}' = 318 \text{ К}$
Нижча теплота згоряння палива, $\text{кДж}/\text{кг}$	$Q_i^r = 42700$
Коефіцієнт корисної дії електрогенератора	$\eta_{\text{ег}} = 0,96$
Ефективна електрична потужність при частоті 60Грц, кВт	$P_{\text{ег}}^{\text{ДГ}} = 818$
Експлуатаційна електрична потужність при частоті 60Грц, кВт	$P_{\text{ек}}^{\text{ДГ}} = 816$
Основні габаритні параметри ДГ, мм: Довжина ДВЗ/ЕГ/ДГ на платформі (А/В/С) Ширина по лапи ДВЗ/по габаритам платформи Висота (Н)	3738/2265/6004 1270/1600 2402
Маса ДГ, т	19,7

Суднова котельна установка. Ця установка складається з одного комбінованого котла для отримання насиченої пари тиском 0,5 МПа. У Alfa Laval є лише два котла це Aalborg OC-TCi або Aalborg OC [13, 14]. Aalborg OC-TCi 1500-11500 кг/год (утилізаційна частина КК (УК) – 300-5000 кг/год та паливна частина КК (ДК) – 1200-6500 кг/год) при тиску пари до 1,00 МПа, а Aalborg OC має паропродуктивність 750-5000 кг/год при тиску пари до 0,95 МПа. За описом СЕУ та паропродуктивністю обрано саме котел Aalborg OC.

Таблиця 2.3 Параметри комбінованого котла Aalborg OC [2, 14]

Параметри, одиниці виміру	Позначення, чисельне значення
Продуктивність насиченої пари ДК, кг/год	$D_s^{DK} = 1500$
Коефіцієнт корисної дії котла (ДК)	$\eta^{DK} = 0,87$
Температура живильної води (УК та ДК) (прийнята), °C	$t_{ж.в} = 70$
Коефіцієнт корисної дії котла (УК)	$\eta^{UK} = 0,52$
Температура газів на вході в УК, °C (K)	$t_{вх.г}^{UK} = 210 (T_{вх.г}^{UK} = 483)$
Температура газів на виході з УК, °C (K) з урахуванням крапки роси 137 °C	$t_{вих.г}^{UK} = 155 (T_{вих.г}^{UK} = 428)$

Опріснювальна установка AQUA Blue Mini E1. Так як це утилізаційна вакуумна установка то при обранні то враховано данні прісної води за ГД та ОУ.

Таблиця 2.4 Параметри опріснювальної установки AQUA Blue Mini E1 [8, 11]

Параметри, одиниці виміру	Позначення, чисельне значення
Продуктивність, кг/добу	$D_s^{OU} = 8300$
Температура забортої води у кінгстоні, °C	$t_{з.в} = 25\text{ °C}$
Температура живильної води після підігріву що спрямовується на випаровування, °C	$t_{ж.в} = 40\text{ °C}$
Температура прісної води на виході з ГД, °C	$t_{вих.п.в.}^{ГД} = 85\text{ °C}$
Температура прісної води на вході в ОУ з урахуванням максимальних втрат у трубопроводі, °C	$t_{вих.п.в.}^{OU} = 80\text{ °C}$
Тиск пари, МПа	$p = 0,3\text{ бар} = 0,03\text{ МПа}$

2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки

Структурна схема енергетичної установки, що наведена на рис. 2.3. використовується для розробки таблиці режими роботи судна та суднової енергетичної установки, а також визначення ефективності роботи самої установки на характерних режимах роботи судна.

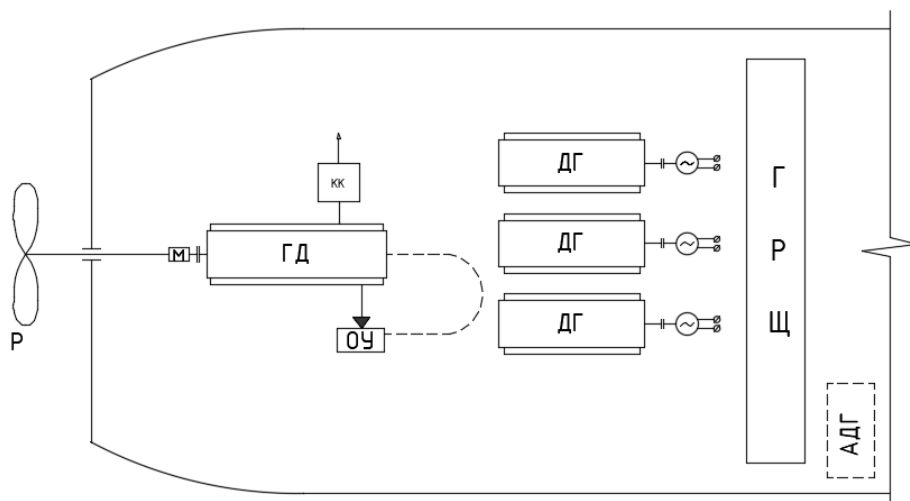


Рис. 2.3. Структурна схема ЕУ Tai Xing, судна для перевезення крупногабаритних вантажів: Р – рушій він же гребний гвинт; ГД – головний двигун; КК – комбінований котел; ОУ – опріснювальна установка; ДГ – дизель-генератор; ГРЩ – головний розподільчий щит; АДГ – аварійний дизель-генератор (на схемі показано умовно, так як він розташовано в окремому приміщенні, що знаходиться вище палуби водонепроникних перебірок).

2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

Крім стандартних режимів для транспортного судна враховано два варіанта ходового режиму у повному завантаженні – ходовий режим з вантажем (ХР з В) та без вантажу у баласті – у баласті (ХР у Б) . Усі інші варіанти завантаження будуть проміжними. Для стоянкового режиму також розглянуто варіанти з вантажними роботами, коли задіяно усі чотири вантажних крана на верхній палубі та кран для провізії у кормі – стоянка з вантажними операціями (СТ з ВО). Перебування на рейді без вантажних операцій представлено, як стоянка без вантажних операцій (СТ без ВО). До розгляду додано режими маневрування та аварійний для більш розвиненої картини.

					КРБ.6.135.4217ст.01.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		25

Таблиця 2.5. Режими роботи судна та кількість елементів СЕУ що працюють на них

Обладнання (кількість)	Ходовий		Маневровий	Стоянка		Аварійний
	з вантажем	у баласті		з ВО	без ВО	
ГД (1)	1	1	1	-	-	-
КК (1УК)	1	1	1	-	-	-
КК (1ДК)	1	1	1	1	1	-
ОУ	1	1	1	-	-	-
ДГ (3)*	2	1	2	2	1	-
АДГ (1)	-	-	-	-	-	1

* – резервування ДГ за правилами класифікаційних товариств та Регістру судноплавства України [12].

2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи

За даними таблиці 2.5 обираємо режими з найбільшим використанням елементів СЕУ та найменшим, для проведення аналізу ефективності роботи установки. При розрахунках потоків енергії обладнання СЕУ та коефіцієнтів її ефективності застосовано методику [5] та вихідні данні таблиць 2.1-2.4. Результати зведені у таблицях 2.6 - 2.11

Таблиця 2.6 Головний малообертовий двигун [2, 7, 11].

№ п/п	Величина	Позначення	Один. вимір	Формула або джерело	Чисельне значення
1	2	3	4	5	6
1.	Теплота, що виділилась при спалюванні пального	$Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}}$	кВт	$g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}} \cdot Q_{\text{МДО}}^r / 3600 = 0,1686 \cdot 8000 \cdot 42700 / 3600$	16036,00
2.	Витрата пального	$G_{\text{пал}}^{\text{ГД}}$	кг/с	$g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}} / 3600 = 0,1686 \cdot 8000 / 3600$	0,37
3.	Кількість повітря, що подається до двигуна	$G_{\text{п}}^{\text{ГД}}$	кг/с	$\alpha_{\Sigma} \cdot L_0 \cdot g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}} / 3600 = 3,3 \cdot 14,3 \cdot 0,1686 \cdot 8000 / 3600$	17,68
4.	Кількість відпрацьованих газів за ТНА	$G_{\text{г}}^{\text{ГД}}$	кг/с	$G_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + G_{\text{п}}^{\text{ГД}} = 0,37 + 17,68$	18,05
5.	Теплоємності відпрацьованих газів та повітря [7]	$c_{\text{рг}}$ $c_{\text{рп}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$c_{\text{рг}} = f(T_{\text{г}} = 483 \text{ К} = 210^{\circ}\text{C})$ $c_{\text{рп}} = f(T_{\text{п}} = 298 \text{ К} = 25^{\circ}\text{C})$	1,096 1,005
6.	Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами	$Q_{\text{г}}^{\text{ГД}}$	кВт	$G_{\text{г}}^{\text{ГД}} c_{\text{рг}} T_{\text{г}}^{\text{ГД}} - G_{\text{п}}^{\text{ГД}} c_{\text{рп}} T_{\text{п}}^{\text{ГД}} = 18,05 \cdot 1,096 \cdot 483 - 17,68 \cdot 1,005 \cdot 298$	4227
7.	Температура повітря після компресора турбо-наддувного агрегату (ТНА)	$T_{\text{к}}$	К	$T_{\text{к}} = T_{\text{п}}^{\text{ГД}} \left[1 + (\pi_{\text{к}}^{\frac{k-1}{k}} - 1) \frac{1}{\eta_{\text{к}}} \right] = 298 \left[1 + \frac{(4,30^{0,286} - 1)}{0,80} \right]$	457
8.	Теплота, що відбирається від наддувного повітря	$Q_{\text{н.п}}^{\text{ГД}}$	кВт	$G_{\text{п}}^{\text{ГД}} \cdot c_{\text{рп}} \cdot (T_{\text{к}} - T_{\text{п}}^{\text{ГД}}) = 17,68 \cdot 1,005 \cdot 139$	2457

Продовження табл. 2.6

1	2	3	4	5	6
9.	Втрати теплоти від розсіювання навколишнього середовища [11]	$Q_{\text{зал}}^{\text{ГД}}$	кВт	$Q_{\text{зал}}^{\text{ГД}} = (0,003-0,02) \cdot G_{\text{пал}}^{\text{ГД}} = 0,003 \cdot 16036$	48
10.	Теплота, що втрачається з маслом[11]	$Q_{\text{м}}^{\text{ГД}}$	кВт	$Q_{\text{м}}^{\text{ГД}} = (0,03-0,05) G_{\text{пал}}^{\text{ГД}}$ $Q_{\text{м}}^{\text{ГД}} = 0,03 \cdot G_{\text{пал}}^{\text{ГД}} = 0,03 \cdot 16036$	481
11.	Теплота, що втрачається з охолоджуючою прісною водою[11]	$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}}$	кВт	$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} = (0,05-0,08) G_{\text{пал}}^{\text{ГД}}$ $Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} = 0,05 \cdot G_{\text{пал}}^{\text{ГД}} = 0,05 \cdot 16036$	802
12.	Тепловий баланс ДВЗ, кВт $Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} \geq (N_{\text{е}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{г}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{н.п}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{м}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{зал}}^{\text{ГД}})$; $N_{\text{е}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{г}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{н.п}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{м}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{зал}}^{\text{ГД}} = 8000 + 4233 + 2457 + 802 + 481 + 48 = 16021$ кВт. Небаланс 0,09% повинен скласти не більше + 0,5%. Вимогу виконано.				
13.	ККД ГД	$\eta^{\text{ГД}}$	%	$\eta^{\text{ГД}} = N_{\text{е}}^{\text{ГД}} / Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} \cdot 100\% = 8000/16036 \cdot 100\%$	50
14.	Добова витрата пального	$G^{\text{ГД}}$	т/добу	[2]	24,6
	HFO	$G_{\text{HFO}}^{\text{ГД}}$	кг/добу	$0,9 \cdot G^{\text{ГД}} = 0,9 \cdot 24600$	22140
	MDO/MGO	$G_{\text{MDO}}^{\text{ГД}}$	кг/добу	$0,1 \cdot G^{\text{ГД}} = 0,1 \cdot 24600$	2460
15.	Об'ємна добова витрата пального	$V^{\text{ГД}}$	м³/добу	$V^{\text{ГД}} = G^{\text{ГД}} / \rho$	
	HFO	$V_{\text{HFO}}^{\text{ГД}}$	м³/добу	$G_{\text{HFO}}^{\text{ГД}} / \rho_{\text{HFO}} = 22140/970$	22,82
	MDO	$V_{\text{MDO}}^{\text{ГД}}$	м³/добу	$G_{\text{MDO}}^{\text{ГД}} / \rho_{\text{MDO}} = 2460/840$	2,93
	MGO	$V_{\text{MGO}}^{\text{ГД}}$	м³/добу	$G_{\text{MDO}}^{\text{ГД}} / \rho_{\text{MGO}} = 2460/860$	2,86

Таблиця 2.7 Вакуумна опріснювальна установка [8, 11, 15]

№ п/п	Величина	Позначення	Один. вимір	Формула або джерело	Чисельне значення
1.	Ентальпія пари при вакуумі [15]	i''	кДж/кг	$i'' = f(p = 0,03 \text{ МПа})$	2625
2.	Ентальпія води після підігріву [15]	$i_{\text{ж.в.}}^{\text{ОУ}}$	кДж/кг	$i_{\text{ж.в.}}^{\text{ОУ}} = f(t_{\text{ж.в.}}^{\text{ОУ}} = 40^{\circ}\text{C})$	251
3.	Кількість теплоти, що може бути передана від гарячої прісної води, яка охолоджує двигун, для нагрівання морської води та утворення вторинної пари, кВт	$Q_{\text{s}}^{\text{ОУ}}$	кВт	$D_{\text{s}}^{\text{ОУ}} \cdot (i'' - i_{\text{ж.в.}}^{\text{ОУ}}) / 3600 \cdot 24 = 8300 \cdot (2625 - 251) / 86400$	228
4.	Коефіцієнт корисної дії ОУ	$\eta^{\text{ОУ}}$	%	$\frac{Q_{\text{s}}^{\text{ОУ}}}{Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}}} \cdot 100\% = \frac{228}{802} \cdot 100\%$	28

Таблиця 2.8 Комбінований котел

№ п/п	Величина	Позначення	Один. вимір	Формула або джерело	Чисельне значення
Утилізаційна частина – ДК					
1.	Ентальпія пари [15]	i''	кДж/кг	$i'' = f(p = 0,5 \text{ МПа})$	2748,50
2.	Ентальпія живильної води з теплового ящика [15]	$i_{\text{ж.в.}}$	кДж/кг	$i_{\text{ж.в.}}^{\text{KK}} = f(t_{\text{ж.в.}}^{\text{KK}} = 70^\circ\text{C})$	292,97
3.	Максимально можлива кількість теплоти з урахуванням застосування малосірчастого пального ГД та мінімальних втрат між виходом газів з ГД та входом до УК ($T_{\text{ГВИХ}}^{\text{ГД}} = T_{\text{ГВХ}}^{\text{УК}}$), кВт	$Q_{\text{Г}}^{\text{УК}}$	кВт	$G_{\text{Г}}^{\text{ГД}} \cdot c_{\text{пр}} \cdot (T_{\text{ГВИХ}}^{\text{ГД}} - T_{\text{ГВИХ}}^{\text{УК}}) = 18,05 \cdot 1,096 \cdot 55$	1096
4.	Кількість теплоти, що може бути максимально передано від газів ГД живильній воді для одержання насиченої пари, кВт	$Q_{\text{с}}^{\text{УК}}$	кВт	$Q_{\text{Г}}^{\text{УК}} \cdot \eta^{\text{УК}} = 1096 \cdot 0,50$	548
5.	Максимально паропродуктивні УК при тиску пари 0,5 МПа, кг/год	$D_{\text{с}}^{\text{УК}}$	кг/год	$\frac{Q_{\text{с}} \cdot 3600}{(i'' - i_{\text{ж.в.}})} = \frac{548 \cdot 3600}{(2748,50 - 292,97)}$	800
Утилізаційна частина працює тільки на ходовому режимі від ГД, її паропродуктивності 800 кг/год може не вистачити, тому паливна частина працює на усіх режимах роботи судна крім аварійного з паропродуктивністю на рівні 1500 кг/год.					
Паливна частина – ДК					
6.	Кількість теплоти, яка витрачена для одержання насиченої пари, кВт (ДК)	$Q_{\text{с}}^{\text{ДК}}$	кВт	$D_{\text{с}}^{\text{ДК}} \cdot (i'' - i_{\text{ж.в.}}) / 3600 = 1500(2748,50 - 292,97) / 3600$	1023,14
7.	Кількість теплоти, що виділилася при спалюванні палива у котлі	$Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}$	кВт	$\frac{Q_{\text{с}}^{\text{ДК}}}{\eta^{\text{ДК}}} = \frac{1023,14}{0,87}$	1176,02
8.	Добова витрата пального у котлі на MDO	$G_{\text{MDO}}^{\text{ДК}}$	кг/добу	$Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}} / Q_{\text{і}}^{\text{MDO}} \cdot 24 \cdot 3600 = (1176,02 / 42700) \cdot 86400$	2380
9.	Об'ємна добова витрата пального у котлі на MDO	$V_{\text{добMDO}}^{\text{ДК}}$	м³/добу	$V_{\text{добMDO}}^{\text{ДК}} = G_{\text{MDO}}^{\text{ДК}} / \rho_{\text{MDO}} = 2380 / 840$	2,83
10.	Добова витрата пального у котлі на MGO	$G_{\text{MGO}}^{\text{ДК}}$	кг/добу	$Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}} / Q_{\text{і}}^{\text{MGO}} \cdot 24 \cdot 3600 = (1176,02 / 42500) \cdot 86400$	2391
11.	Об'ємна добова витрата пального у котлі на MGO	$V_{\text{добMGO}}^{\text{ДК}}$	м³/добу	$V_{\text{добMGO}}^{\text{ДК}} = G_{\text{MGO}}^{\text{ДК}} / \rho_{\text{MGO}} = 2391 / 860$	2,78

Таблиця 2.9 Допоміжний дизель-генератор

№ п/п	Величина	Позначення	Один. вимір	Формула або джерело	Чисельне значення
1.	Теплота, що виділилась при спалюванні пального	$Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}}$	кВт	$g_e^{\text{ДГ}} \cdot N_e^{\text{ДГ}} \cdot Q_{\text{МДО}}^r / 3600 = 0,194 \cdot 850 \cdot 42700 / 3600$	1956
2.	Витрата пального	$G_{\text{пал}}^{\text{ДГ}}$	кг/с	$g_e^{\text{ДГ}} \cdot N_e^{\text{ДГ}} / 3600 = 0,194 \cdot 850 / 3600$	0,04
3.	Кількість повітря, що подається до двигуна	$G_{\text{п}}^{\text{ДГ}}$	кг/с	$\alpha_{\Sigma} \cdot L_0 \cdot g_e^{\text{ДГ}} \cdot N_e^{\text{ДГ}} / 3600 = 2,3 \cdot 14,3 \cdot 0,194 \cdot 850 / 3600$	1,51
4.	Кількість відпрацьованих газів за ТНА	$G_{\text{Г}}^{\text{ДГ}}$	кг/с	$G_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} + G_{\text{п}}^{\text{ДГ}} = 0,04 + 1,51$	1,55
5.	Теплоємності відпрацьованих газів та повітря [7]	$c_{\text{рг}}$ $c_{\text{рп}}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$c_{\text{рг}} = f(T_{\text{Г}} = 615 \text{ К} = 342^{\circ}\text{C})$ $c_{\text{рп}} = f(T_{\text{п}} = 298 \text{ К} = 25^{\circ}\text{C})$	1,134 1,005
6.	Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами	$Q_{\text{Г}}^{\text{ДГ}}$	кВт	$G_{\text{Г}}^{\text{ДГ}} c_{\text{рг}} T_{\text{Г}} - G_{\text{п}}^{\text{ДГ}} c_{\text{рп}} T_{\text{п}} = 1,55 \cdot 1,134 \cdot 615 - 1,51 \cdot 1,005 \cdot 298$	626
7.	Температура повітря після компресора турбонаддувного агрегату (ТНА)	$T_{\text{к}}$	К	$T_{\text{к}} = T_{\text{п}} \left[1 + (\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1) \frac{1}{\eta_k} \right] = 298 \left[1 + \frac{(3,0^{0,286} - 1)}{0,8} \right]$	436
8.	Теплота, що відбирається від надувного повітря	$Q_{\text{н.п}}^{\text{ДГ}}$	кВт	$G_{\text{п}}^{\text{ДГ}} \cdot c_{\text{рп}} \cdot (T_{\text{к}} - T_{\text{п}}') = 1,51 \cdot 1,005 \cdot 118$	179
9.	Втрати теплоти від розсіювання до навколишнього середовища [11]	$Q_{\text{зал}}^{\text{ДГ}}$	кВт	$Q_{\text{зал}}^{\text{ДГ}} = (0,005-0,05) \cdot G_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} = 0,007 \cdot 1956$	14
10.	Теплота, що втрачається з маслом [11]	$Q_{\text{М}}^{\text{ДГ}}$	кВт	$Q_{\text{М}}^{\text{ДГ}} = (0,03-0,06) G_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} = 0,046 \cdot 1956$	90
11.	Теплота, що втрачається з охолоджуючою прісною водою [11]	$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ}}$	кВт	$Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ}} = (0,07-0,12) G_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} = 0,10 \cdot 1956$	195
12.	Тепловий баланс ДВЗ, кВт $Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} \geq (N_e^{\text{ДГ}} + Q_{\text{Г}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{н.п}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{М}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{зал}}^{\text{ДГ}})$; $N_e^{\text{ДГ}} + Q_{\text{Г}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{н.п}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пр.в}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{М}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{зал}}^{\text{ДГ}} = 850 + 626 + 179 + 195 + 90 + 14 = 1954$ кВт. Небаланс повинен скласти не більше + 0,5, а склав 0,1%. Вимогу виконано.				
13.	ККД ПТД ДГ	$\eta^{\text{ПТД}}$	%	$\eta^{\text{ПТД}} = N_e^{\text{ДГ}} / Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} \cdot 100\% = 850 / 1956 \cdot 100\%$	43
14.	Добова витрата пального	$G_{\text{пал}}^{\text{ДГ}}$	кг/добу	$G_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} \cdot 3600 \cdot 24 = 0,04 \cdot 86400$	3456
	HFO	$G_{\text{HFO}}^{\text{ДГ}}$		$0,84 \cdot G_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} \cdot \frac{Q_i^{\text{МДО}}}{Q_i^{\text{HFO}}} = 0,84 \cdot 3456 \cdot \frac{42700}{41300}$	3001
	MDO	$G_{\text{MDO}}^{\text{ДГ}}$		$0,16 \cdot G_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} \cdot \frac{Q_i^{\text{МДО}}}{Q_i^{\text{MDO}}} = 0,16 \cdot 3456$	553
	MGO	$G_{\text{MGO}}^{\text{ДГ}}$		$0,16 \cdot G_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} \cdot \frac{Q_i^{\text{МДО}}}{Q_i^{\text{MGO}}} = 0,16 \cdot 3456 \cdot \frac{42700}{42500}$	556
15.	Об'ємна добова витрата пального ДГ	$V_{\text{пал}}^{\text{ДГ}}$	м³/добу	$G_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} / \rho_{\text{пал}}$	
	HFO	$V_{\text{HFO}}^{\text{ДГ}}$	м³/добу	$G_{\text{HFO}}^{\text{ДГ}} / \rho_{\text{HFO}} = 3001 / 970$	3,09
	MDO	$V_{\text{MDO}}^{\text{ДГ}}$	м³/добу	$G_{\text{MDO}}^{\text{ДГ}} / \rho_{\text{MDO}} = 553 / 840$	0,66
	MGO	$V_{\text{MGO}}^{\text{ДГ}}$	м³/добу	$G_{\text{MGO}}^{\text{ДГ}} / \rho_{\text{MGO}} = 556 / 860$	0,65

Для визначення ефективності роботи установки у цілому залучаємо коефіцієнт використання теплоти (КВТ) та коефіцієнт корисної роботи (ККД).

Їх значення знаходимо з урахуванням роботи елементів на ходовому режимі з вантажем, як найбільш навантаженого та за часом, іншим є робота під час розвантаження на стоянці. Інші режими –маневровий, стоянка без вантажних операції значно менші за часом, ходовий у баласті можливий але не характерний режим, тому їх розглядати у роботі не будемо.

При ходовому режимі з вантажем задіяні 1ГД, 2 ДГ, 1 УК та ДК, ОУ. Для визначення коефіцієнтів визначаємо яка потужність перетворено на упор для руху – N_R , усі інші складові вже визначені при розрахунку потоків енергії в обладнанні СЕУ.

На ходовому режимі працюють головний двигун, комбінований котел обидві частини, опріснювальна установка та дизель-генератор.

Таблиця 2.10 Показники ефективності на ходовому режимі з вантажем ХР

№ п/п	Величина	Позначення	Один. вимір	Формула або джерело	Чисельне значення
1.	Втрати енергії в валопроводі	$Q^{ВП}$	кВт	$N_e^{ГД} \cdot (1 - \eta^{ВП}) = 8000 \cdot (1 - 0,99)$	80
2.	Потужність, що підводиться до рушія	$N^{ВП}$	кВт	$N_e^{ГД} - Q^{ВП} = 8000 - 80$	7920
3.	Втрати енергії на пропульсивному комплексі	$Q^{ПК}$	кВт	$N^{ВП} \cdot (1 - \eta) = 7920 (1 - 0,68)$	2534
4.	Буксирувальна потужність	N_R	кВт	$N_e^{ГД} \cdot \eta^{ВП} \cdot \eta = 8000 \cdot 0,99 \cdot 0,68$	5386
5.	ККД пропульсивної установки	η_R		$\frac{N_R}{Q_{пал}^{ГД}} = \frac{5386}{16036}$	0,336
6.	КВТ	$\eta_{КВТ}^{СЕУ ХР}$		$\frac{N_R + 2P_e^{ДГ} + Q_s^{ОУ} + Q_s^{УК} + Q_s^{ДК}}{Q_{пал}^{ГД} + 2Q_{пал}^{ДГ} + Q_{пал}^{ДК}} =$ $\frac{5386 + 2 \cdot 816 + 228 + 548 + 1023}{16036 + 2 \cdot 1956 + 1176} =$ $\frac{8817}{21124}$	0,417
7.	ККД	$\eta_e^{СЕУ ХР}$		$\frac{N_R + 2P_e^{ДГ}}{Q_{пал}^{ГД} + 2Q_{пал}^{ДГ} + Q_{пал}^{ДК}} =$ $\frac{5386 + 2 \cdot 816}{16036 + 2 \cdot 1956 + 1176} = \frac{7018}{21124}$	0,332

На стоянковому режимі з вантажними операціями працюють два дизель-генератора та паливна частина комбінованого котла.

Таблиця 2.11 Показники ефективності на стоянковому режимі з вантажними операціями (СР)

№ п/п	Величина	Позначення	Один. вимір	Формула або джерело	Чисельне значення
1.	КВТ	$\eta_{\text{КВТ}}^{\text{СЕУ СР}}$		$\frac{2P_e^{\text{ДГ}} + Q_s^{\text{ДК}}}{2Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{2 \cdot 816 + 1023}{2 \cdot 1956 + 1176} = \frac{2655}{5088}$	0,522
2.	ККД	$\eta_e^{\text{СЕУ СР}}$		$\frac{2P_e^{\text{ДГ}}}{2 \cdot Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{2 \cdot 816}{2 \cdot 1956 + 1176} = \frac{1632}{5088}$	0,321

Висновки по розділу 2 :

1. Обладнання що входить до склад СЕУ та його ефективність як окремих елементів цієї установки: один ГД МОД – 6G50ME-C9.5-HPSCR з ККД – 0,5, три ДГ з СОД 6L23/30H Mk2 з ККД первинного двигуна 0,43, а ДГ – 0,42, КК – ОС та ОУ – AQUA Blue Mini E1 з ККД 0,28.
2. Коефіцієнти ефективності на двох найбільших за часом застосування режимах наступні: ходовий з вантажем КВТ – 0,417, ККД – 0,332, а на стоянковому з вантажними операціями КВТ – 0,522, ККД – 0,321. Увагу треба звернути на невисокий ККД пропульсивного комплексу що дорівнює 0,336.
3. Увагу треба звернути на невисокий ККД пропульсивного комплексу що дорівнює 0,336. Підвищення можливо за допомогою застосування насадок на гвинт.
4. Утилізаційна частина котла працює при температурі живильної води на рівні 90°C. Для підігріву її з 60 °C у теплому ящику, пропонується використовувати теплоту що відводиться в охолоджувачі повітря ГД для зменшення втрат та без залучення додаткового обладнання. Іншим способом є використання теплоти газів ДГ, но для цього потрібно встановлення економайзерів на кожний ДГ, що ускладнює установку.

					КРБ.6.135.4217ст.01.03.ПЗ											
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата	Визначення параметрів суднового двигуна (СД) 6G50ME-C9.6-HPSCR					Літ		Аркуш	Аркушів			
Студент	Кравченко Д.Ю.												32		15	
Керівник	Кузнецова С.А.									НУК імені адмірала Макарова						

3. Визначення параметрів суднового двигуна (СД) 6G50ME-C9.6-HPSCR

3.1. Загальний устрій та характеристики двигуна

Малообертовий дизельний двигун (МОД) 6G50ME-C9.6-HPSCR спроектований MAN B&W та виготовляється Hudong Heavy Machinery Co.Ltd за ліцензією. Hudong Heavy Machinery Co.Ltd (ННМ) – це державне підприємство, що входить до китайської державної суднобудівної корпорації (CSSC). Компанія ННМ є постачальником суднових енергетичних систем, що має можливості проектування, виробництва та обслуговування даної продукції. Основним напрямом діяльності ННМ є виробництво суднових малообертових та середньообертових дизельних двигунів. ННМ є офіційним ліцензіатом MAN-B&W та Wartsila з 1978 року і поставила понад 2200 комплектів різних дизельних двигунів. Продукція ННМ для малообертових дизельних двигунів охоплює ліцензію MAN B&W з діаметром циліндра від 35 см до 98 см та ліцензію Wartsila з діаметром циліндра від 48 см до 96 см.

Характеристики двигуна за маркою – 6G50ME-C9.6-HPSCR: 6 – кількість циліндрів; G – рядне розташування циліндрів, двигунів в яких значна увага приділяється саме екологічній безпеці експлуатації (G – Green, Ultra long stroke) також тут обумовлено відношення двох впливових параметрів ходу поршня – S до його діаметру циліндра у мм $S/D=2500/500 = 5,00$; число 50 також розмір діаметру циліндра але у см; M – програма за якою спроектовано та побудовано двигун (Engine programme), E – це концепція впровадження електронного контролю впорскування пального; C – дизайн у якому досягнуто компактність по довжині двигуна; 9.6 – перша цифра відповідає за номер марки, а друга за крапкою – номер версії; HPSCR – селективно-каталітичний реактор високого тиску для нейтралізації оксидів азоту та підвищення екологічної безпеки до рівня Tier III. Цей елемент розташовано перед обома турбокомпресорами. Враховуючи чисельність циліндрів та те, що на один турбокомпресор (ТК) працює 3-4 циліндра на двигуні використовується два ТК або ТНА [2, 10, 11, 16].

При проектуванні зазвичай крім параметрів потужності, частоти обертання враховуються і значення габаритних параметрів (характеристик), для забезпечен-

					КРБ.6.135.4217ст.01.03.ПЗ	Арк.
						33
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

ня монтажу та обслуговування двигуна та розташування балки крану для проведення ремонтних робіт. Схема визначення їх та значення наведено на рис. 3.1 та таблиці 3.1 [10, 11]

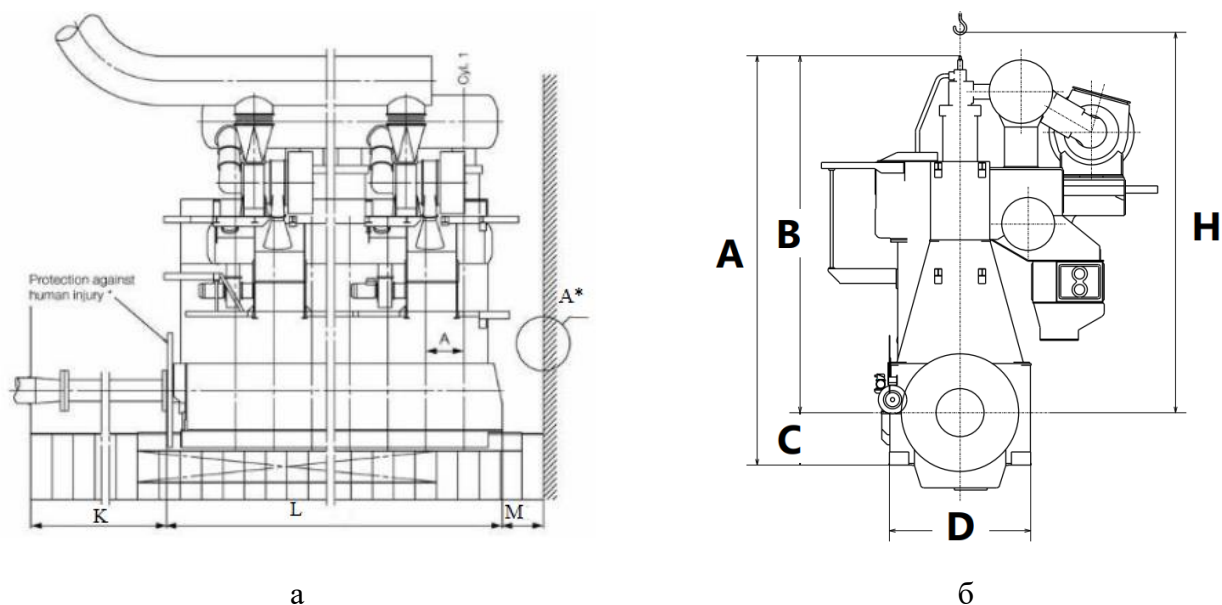


Рис. 3.1 Габаритні розміри модельного ряду двигунів MAN B&W, де а – повздовжній переріз, а б – поперечний: L – мінімальна довжина двигуна; A* – відстань між циліндрами; K – довжина гребного валу що дорівнює чи дещо більше з урахуванням його заведення у МВ з кормової кінцівки, за місцем; М – вільний простір перед двигуном для його обслуговування чи ремонту; D – ширина станіни; В – висота від центра розподільчого валу до верху паливної арматури; С – висота від центра розподільчого валу до низу фундаментної рами двигуна; А – висота, що об’єднує В та С; Н – висота від центру колінчастого валу до крюка крану для зміни поршневої групи при застосуванні двострілового спеціалізованого крану MAN B&W (double-jib crane).

Таблиця 3.1 Габаритні параметри 6G50ME-C9.6-HPSCR

Позначення, одиниці виміру	L, мм	A*, мм	M, мм	D, мм	B, мм	C, мм	A, мм	H, мм
Чисельне значення	7364	872	800	3776	8757	1205	9962	9775

DM – суха маса (Dry mass) включає окремо масу двигуна та самого фільтра), становить 240 т.

Загальний устрій цього двигуна складається з основних складових деталей, наведених на рис 3.2

Фундаментна рама 1 (рис. 3.2) 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. Колінчастий вал 13 зварного типу, зварення здійснено посередині рамових 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 [11].

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

					КРБ.6.135.4217ст.01.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		35

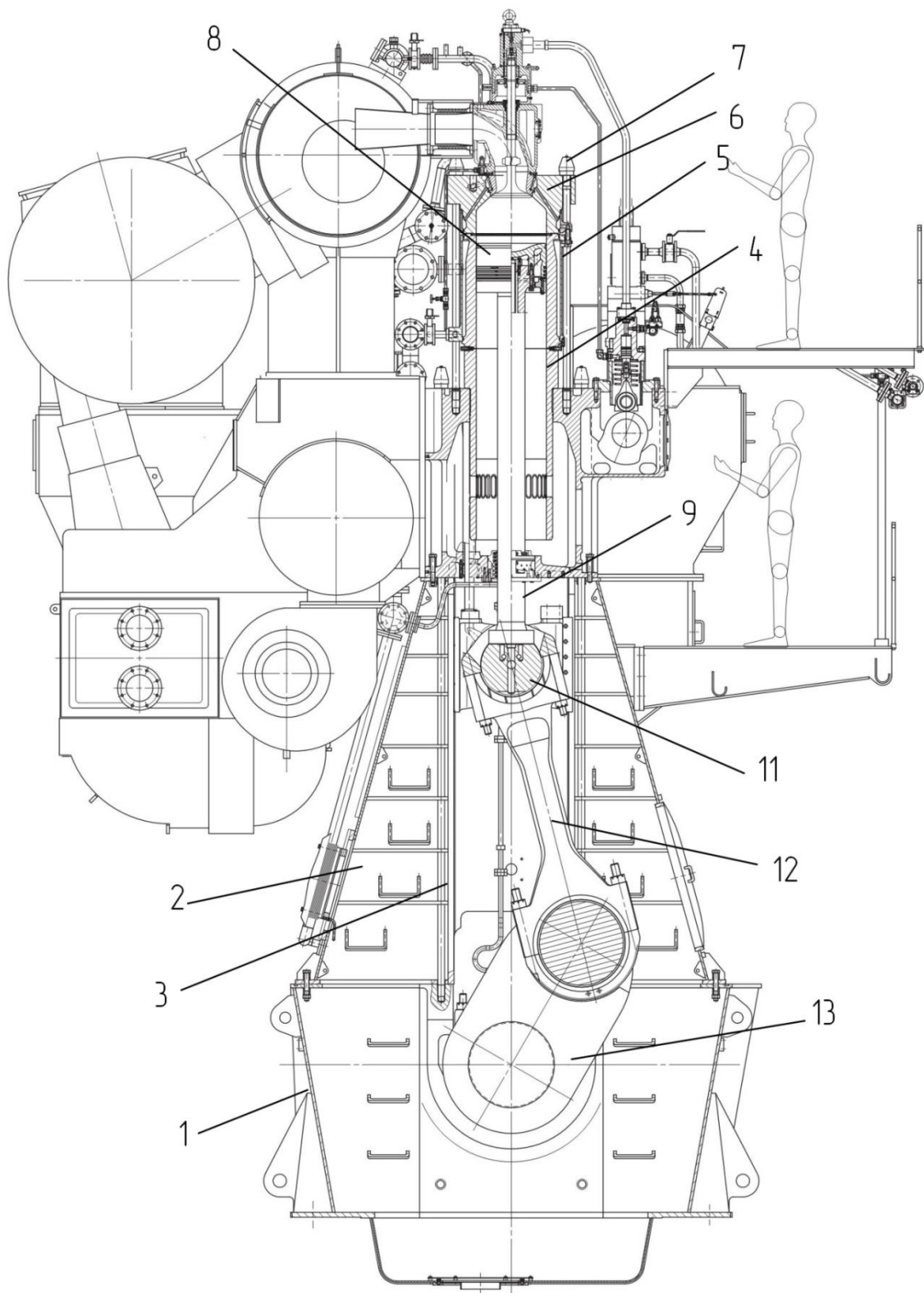


Рис.3.2 Поперечний перетин 6G50ME-C9.6

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

Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4217ст.01.03.ПЗ

Арк.

36

До особливостей сама G-двигунів відносять:

- використання широкої хрестовини підшипників крейцкопфа, або підшипників що мають збільшену площину контакту для втримання значного тиску $P_{\max} = 18,5 \text{ МПа}$ (рис 3.3). На рис. 3.3 наведено зовнішній вид, що дозволяє порівняти зі звичайними;

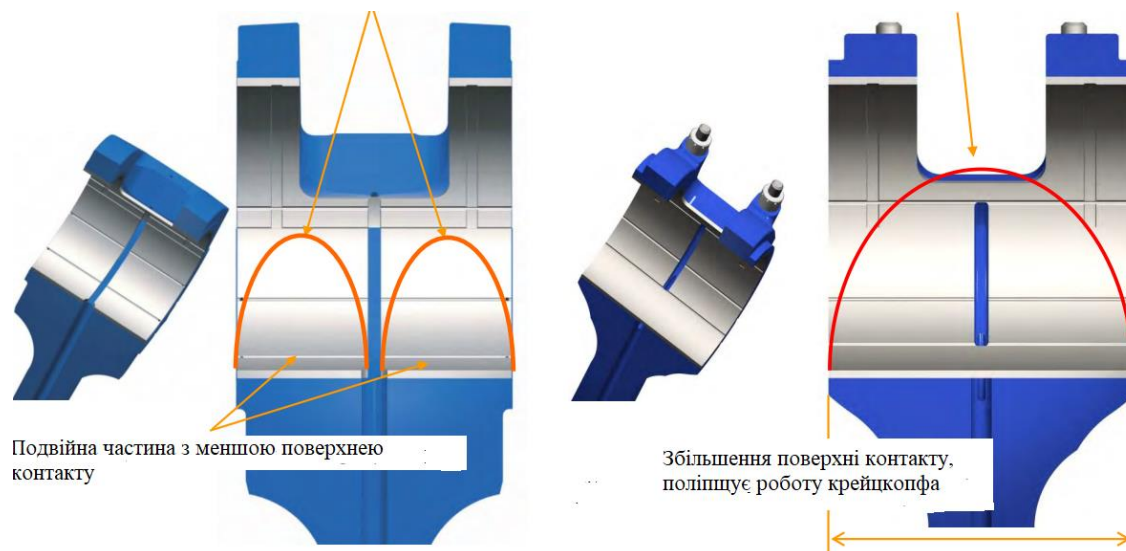


Рис 3.3 Хрестовини підшипників крейцкопфа звичайного (зліва) та у цьому двигуні.

- випускний клапан з застосуванням більш низького зусилля для відкривання його досягнене за рахунок зменшення напрямного поршня (guide piston);

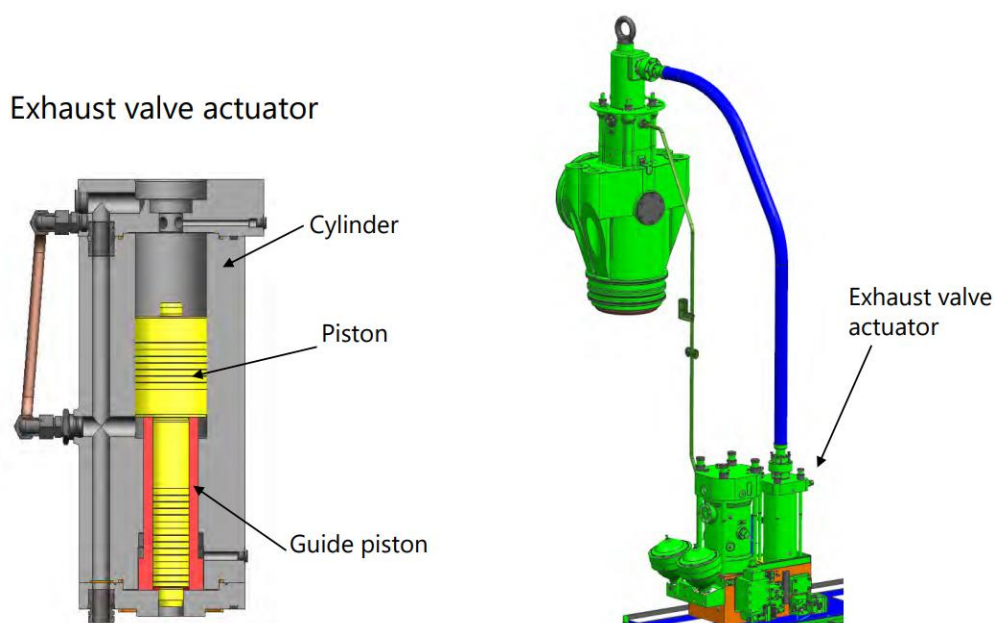


Рис 3.4 Випускний клапан зі зменшеним зусиллям відкриття

- використання спеціалізованих випускних клапанів типу Nimonic80A з спеціальним методом ковкі або Dura-Spindle використовує спеціальне покриття Inconel718, що утворюється у процесі холодної прокатки, але з часом спостерігається старіння при термічній обробці (рис. 3.5);

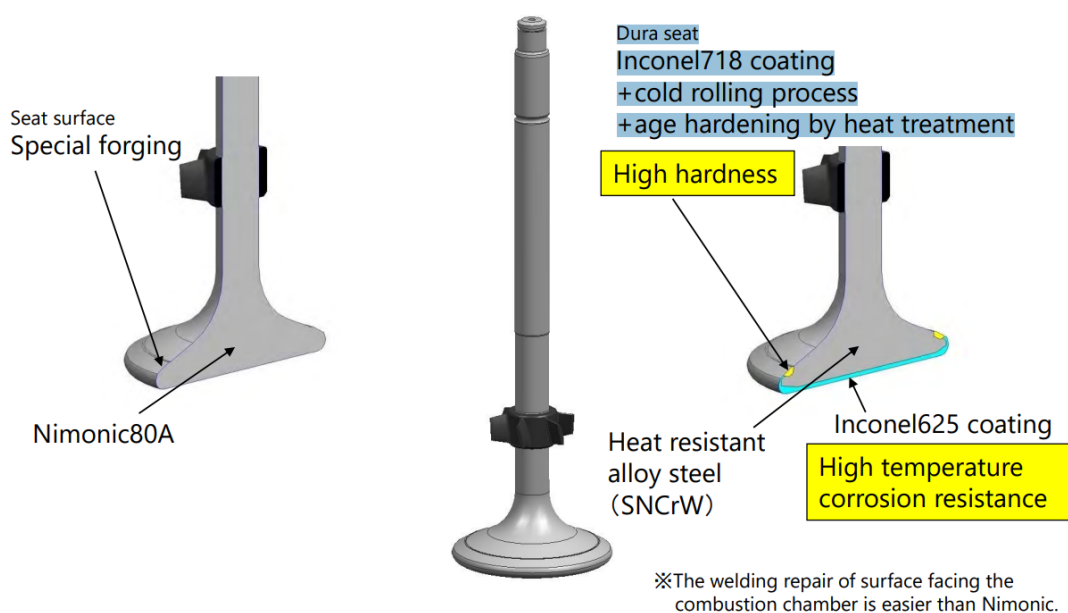


Рис.3.5. Зовнішній вид випускного клапану ГД та його особливості.

Завдяки цьому досягається висока твердість матеріалу – жаростійка легована сталь (SNCrW) з покриттям Inconel 625. DSA760 (сплав на основі нікелю) з високою твердістю та стійкістю до високотемпературної корозії.

- застосування поліпшення охолодження втулки циліндра за рахунок конструктивних рішень наведених на рис.3.6.

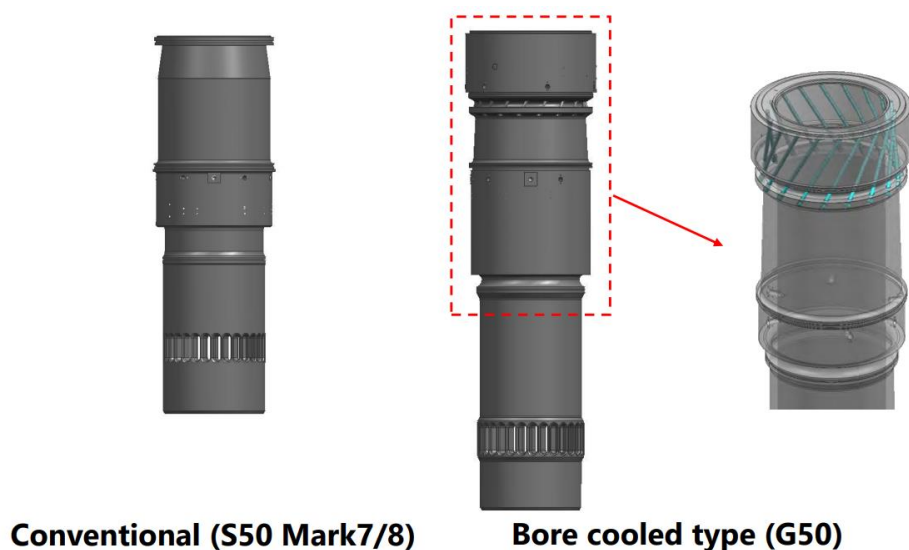


Рис.3.6. Зовнішній вид втулок ГД різних конверсії

- доопрацювання трипоршньового пакета кілець для зменшення проходження газу через весь пакет кілець, що дозволяє зменшити теплове навантаження на них (рис 3.7)

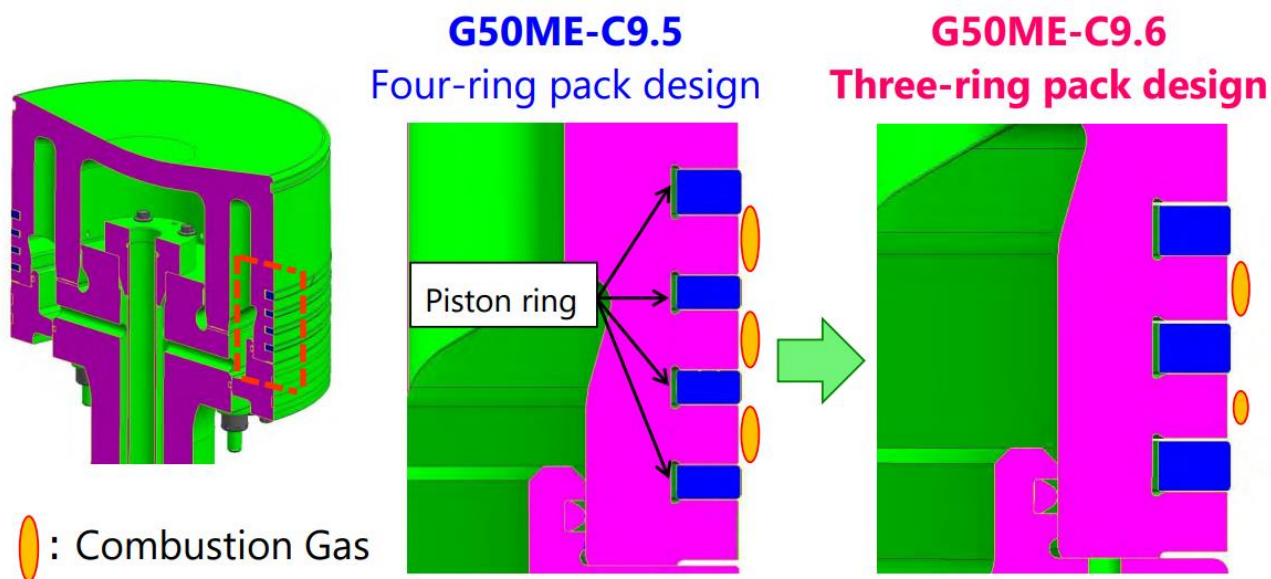


Рис.3.7 Різні способи розташування та габарити цих систем кілець.

- система охолодження LDCL (система охолодження гільз циліндрів, яка залежить від навантаження) має контрзаходи для зменшення більш високого ризику холодної корозії шляхом збільшення P_{max} (17 МПа до 19 МПа), коли температура охолоджувальної води сорочки збільшується до 120 °С шляхом регулювання витрати охолоджувальної води за допомогою 3-ходового регулюючого клапана при частковому навантаженні двигуна.[10]

3.2 Системи головного двигуна

Дизельні малообертові двигуни фірми MAN B&W і 6G50ME-C9.6 також мають ряд систем до яких відноситься:

- система пуску, до якої входять головний пусковий клапан, пускові клапани циліндрів і золотникового розподільника повітря. При реверсі двигуна реверсують лише розподільник повітря і штовхальники ПНВТ. [11]

Система паливоподачі високого тиску золотникового типу з регулюванням по кінцю подачі, і дві голчасті неохолоджувальні форсунки з однобічним распилом рідкого палива на кожен циліндр. Конструкція паливної апаратури дозволяє працювати на різних режимах експлуатації (при різних потужностях) лише на високов'язких залишкових паливах, без використання ДП (MDO).

					КРБ.6.135.4217ст.01.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		39

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 – для змащення рамових і упорних підшипників і на відсік приводів, в від верхньої - до телескопів для змащення головних, крейцкопфів і мотильових підшипників, а також забезпечення 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 Specific Fuel Oil Consumption (SFOC)). [11]. Тиск навколишнього повітря $p_0 = 0,1013$ 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 утворення суміші для горіння. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас також зменшується і середній ефективний тиск та потужність двигуна. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення π_k . З

					КРБ.6.135.4217ст.01.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		40

урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 3,3$. Показник адіабаты повітря $k_e = 1,4$

Механічний ККД турбокомпресору $\eta_{t.m} = 0,94$. Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad} = 0,87$. На коефіцієнт залишкових газів має значний вплив тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,02$. Коефіцієнт використання теплоти в точці z (приймаємо $\xi_z = 0,94$) та в точці b ($\xi_b = 0,98$). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проектного з урахуванням розділу 2. Ступінь підвищення тиску при згорянні, приймаємо $\lambda = 1,12$. Підігрів заряду від стінок циліндру $\Delta T_a = 5 - 45$ К так, як це ДВЗ з наддувом, а для розрахунків обираємо $\Delta T_a = 10$ К. Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми $\zeta = 0,99$ враховує дослідні данні. Механічний ККД двигуна $\eta_m = 0,94$ прийнятий після аналізу компоновки та наведених вище особливостей. Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач ΔP_{ox} являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря, має чисельне значення $= 0,005$ МПа. Температура залишкових газів T_r . Приймаємо $T_r = 700$ К [11]

Розрахунок проводиться на рідке пальне MDO, що має нижчу теплоту згоряння палива $Q_{н.r.} = Q_i = 42700$ (кДж/кг) [11], а за хімічним складом: $C = 0,87$ 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 двотактних двигунів $Z = 1$.

Ступінь підвищення тиску в компресорі π_k . Для даного типу компресора приймаємо $\pi_k = 4,3$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку фп. Для двотактних двигунів $\phi_p = 0,08$.

					КРБ.6.135.4217ст.01.03.ПЗ	Арк.
						41
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

Таблиця 3.2 Розрахунок процесу наповнення

№ п/п	Назва та одиниці виміру	Позначення	Формула, джерело	Чисельне значення
1.	Температура повітря за компресором, К	T_k	$T_0 \left[1 + \frac{\left(\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{0,286} - 1 \right)}{\eta_{k.ad}} \right]$	457,0
2.	Температура повітря в ресивері, К	T_s	$T_k - \eta_0(T_k - T_0)$	310,58
3.	Температура повітря в кінці наповнення, К	T_a	$\frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}$	328,02
4.	Тиск повітря в ресивері двигуна, МПа	p_s	$p_k - \Delta p_{охл.}$	0,435
5.	Тиск повітря в кінці наповнення, МПа	p_a	$\xi_a p_s$	0,422
6.	Коефіцієнт наповнення	η_n	$\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \varphi_n)$	0,888

Таблиця 3.3 Розрахунок процесу стиснення

№ п/п	Назва та одиниці виміру	Позначення	Формула, джерело	Чисельне значення
1.	Регресійне рівняння для розрахунку середньої ізохорно-мольної питомої теплоємності повітря, кДж/(кмоль·К)	c'_v	$19,26 + 0,0025 T.$	20,005
2.	Регресійне рівняння для розрахунку середньої ізохорно-мольної питомої теплоємності газів, що відходять, кДж/(кмоль·К)	c''_v	$20,47 + 0,0036 T.$	21,543
3.	Визначення коефіцієнтів рівняння регресії для теплоємності суміші газів в циліндрі наприкінці процесу стиснення	c''_{vc}	$\frac{\nu_r c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r]}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} =$ $= a_{vc} - b_c \cdot T$ Звідси визначаємо b_c і a_{vc}	0,0316 0,002 19,27
4.	Показник політропи стиснення	$n_1 - 1$	$\frac{8,13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})}$ Звідси n_1	1,365
5.	Тиск в кінці стиснення, МПа	p_c	$p_a \varepsilon^{n_1}$	16,99
6.	Температура в кінці стиснення, К	T_c	$T_a \varepsilon^{n_1 - 1}$	880,53

Таблиця 3.4 Розрахунок процесу згоряння

№ п/п	Назва та одиниці виміру	Позначення	Формула, джерело	Чисельне значення
1.	Кількість повітря, що надходить в циліндр	L	$\frac{\alpha}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right)$	1,6320
2.	Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни	β_0	$1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L}$	1,0194
3.	Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни	β	$\frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$	1,0190
4.	Частка палива, що вигоріла до точки z	x_z	$\frac{\xi_z}{\xi_b}$	0,9590
5.	Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z	β_z	$1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r}$	1,0180
6.	Питома ізохорно середня теплоємність в точці z, кДж/(кмоль·К)	c''_{vc}	$\frac{(m x_z + \gamma_r) c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) x_z} =$ $= a_{vc} + b_z \cdot T$ де $m = 1 + \frac{\Delta M}{L_0} = 1,064$ та $\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right)$ Звідси визначаємо a_{vz} і b_z	1,0640 19,6273 0,00283
7.	Визначення коефіцієнтів рівняння регресії для теплоємності суміші газів в точці b, кДж/(кмоль·К)	c_{vb}	$\frac{(m + \gamma_r) c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} =$ $= a_{vb} + b_b \cdot T$ Звідси визначаємо a_{vb} і b_b	19,4 0,00285
8.	Визначення температури в точці z, К	T_z	$\frac{\xi_z Q_H}{\alpha L_0} + [c'_v + 8,314\lambda + \lambda_r (c''_v + 8,314\lambda)] T_c =$ $= \beta_z (1 + \gamma_r) c''_{pz} T_z$ Звідси визначаємо T_z	1555
9.	Максимальний тиск в циліндрі, МПа	p_z	λp_c	19,029

Таблиця 3.5 Розрахунок процесу розширення

№ п/п	Назва та одиниці виміру	Позначення	Формула, джерело	Чисельне значення
1.	Ступінь попереднього розширення	ρ	$\frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c}$	1,606
2.	Ступінь подальшого розширення	δ	$\frac{\varepsilon}{\rho}$	9,34
3.	Визначення показників політропи розширення і температури робочого тіла в точці b, К	n_2	$\left[\frac{8,314 \cdot \left(\frac{\beta_z T_z - T_b}{\beta} \right)}{\frac{Q_H (\xi_b - \xi_z)}{L(1 + \gamma_r) \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} (a_{vz} + b_z T_z) T_z - (a_{vb} + b_b T_b)} \right] + 1$ де $T_b = T_z \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}}$	793
4.	Тиск в кінці процесу розширення, МПа	p_b	$\frac{p_z}{\delta^{n_2}}$	1039

Таблиця 3.6 Визначення індикаторних показників циклу

№ п/п	Назва та одиниці виміру	Позначення	Формула, джерело	Чисельне значення
1.	Теоретичне середній індикаторний тиск, МПа	p'_i	$\frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \left(\frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right) \right]$	2,283
2.	Дійсне середній індикаторний тиск, МПа	p_i	$p'_i - \xi(1 - \phi_n)$	2,08
3.	Питома індикаторна витрата палива, кг/(кВт·год.)	g_i	$433 \frac{p_s \eta_H}{\alpha L_0 T_s p_i}$	0,158
4.	Індикаторний ККД	η_i	$\frac{3600}{g_i Q_H}$	0,532

Таблиця 3.7 Визначення ефективних показників

№ п/п	Назва та одиниці виміру	Позначення	Формула, джерело	Чисельне значення
1.	Середній ефективний тиск, МПа	p_e	$p_i \eta_m$	1,955
2.	Ефективний ККД	η_e	$\eta_i \eta_m$	0,500
3.	Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·год.)	g_e	$\frac{g_i}{\eta_m}$	0,1686
4.	Ефективна потужність двигуна, кВт	$N_e = N_{ек}$	$13,1 D_c^2 S_c z p_e n_i$	7970,8
5.	Похибка визначення ефективної потужності двигуна	ΔN	$\frac{N_e - N'_e}{N_e}$	0,367
Висновок: помилка не перевищує допуску (2 %)				

Таблиця 3.8 Розрахунок балансу потужності турбіни і компресора

№ п/п	Назва та одиниці виміру	Позначення	Формула, джерело	Чисельне значення
1	2	3	4	5
1.	Визначення витрати повітря двигуном, кг/год	G	$\left[\frac{\pi D_c^2}{4} \right] S_c \left(\frac{p_s \cdot 10^6}{RT_s} \right) \eta \cdot i \cdot z \left(\frac{n}{60} \right) \phi_a$	18,530
2.	Витрата газів через турбіну, кг/год	G_t	$G + g_e \frac{N_e}{3600}$	18,903
3.	Тиск газів перед турбіною, МПа	p_r	$\psi_t p_k$	0,389
4.	Температура газів	T_t	$T_b \left(\frac{p_r}{p_b} \right)^{\frac{n_2 - 1}{n_2}}$	631,785
5.	Кількість робочого тіла, кмоль/кг	M_s	$\frac{C}{12} + \frac{H}{2} + [0,21(\alpha - 1)L_0] + (0,79\alpha_0 L_0)$	1,7665

1	2	3	4	5
6.	Газова постійна для газів, що відходять	R_t	$\frac{1}{\frac{C}{12M_s 189} + \frac{H}{2M_s 461,6} + \frac{0,21(\alpha-1)L_0}{M_s 259,8} + \frac{0,79\alpha L_0}{M_s 296,8}}$	287,6
7.	Показник адиабати для газів, що відходять	k_t	$\frac{(a_{vb} + b_b T_t) + 8,314}{(a_{vb} + b_b T_t)}$	1,388
8.	Ступень підвищення тиску повітря в компресорі	π_k	$\left[\frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) R_t T_t \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{p_t}{p_0} \right)^{\frac{1}{k_t}}} \right] \eta_{t,m} \eta_{t,ad} \cdot G_t}{G R T_0 \left(\frac{k_b}{k_b - 1} \right) \frac{1}{\eta_{k,ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}}$	3,734
9.	Розрахунковий тиск наддуву, МПа	p_{kd}	$\pi_k p_0$	0,4482
10	Похибка визначення тиску наддуву	Δp_k	$\frac{p_{kd} - p_k}{p_{kd}} \cdot 100\%$	1,6064
Похибка визначення тиску наддуву не перевищує 2 %				

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 розраховуються за допомогою наступних формул:

$$p = \frac{p_c}{(V/V_c)^{n_1}} \text{ — для процесу стискання; } p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}} \text{ — для процесу розширення}$$

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

Таблиця 3.9 Вихідні данні для розрахунку та побудови індикаторної діаграми

Показники	Позначення, чисельне значення
Показник політропи стиснення	$n_1=1,365$
Показник політропи розширення	$n_2=1,301$
Тиск кінця стиснення p_c	$p_c = 16,99$, МПа
Максимальний тиск згоряння, МПа	$p_z = 19,029$ МПа
Ступінь попереднього розширення	$\rho = 1,606$
Ступінь стиснення	$\varepsilon = 15$

Таблиця 3.10 – Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$	V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	16,75		8,37	0,81	2,22
1,00	14,56	16,75	9,03	0,73	2,01
1,74	6,88	16,75	9,69	0,66	1,84
2,40	4,42	11,05	10,36	0,60	1,69
3,06	3,17	8,07	11,02	0,55	1,56
3,72	2,43	6,28	11,68	0,52	1,44
4,39	1,94	5,08	12,35	0,47	1,35
5,05	1,60	4,24	13,01	0,44	1,26
5,71	1,36	3,62	13,67	0,41	1,18
6,38	1,17	3,14	14,34	0,39	1,11
7,04	1,02	2,77	15,00	0,36	1,05
7,70	0,90	2,47	15,00		0,36

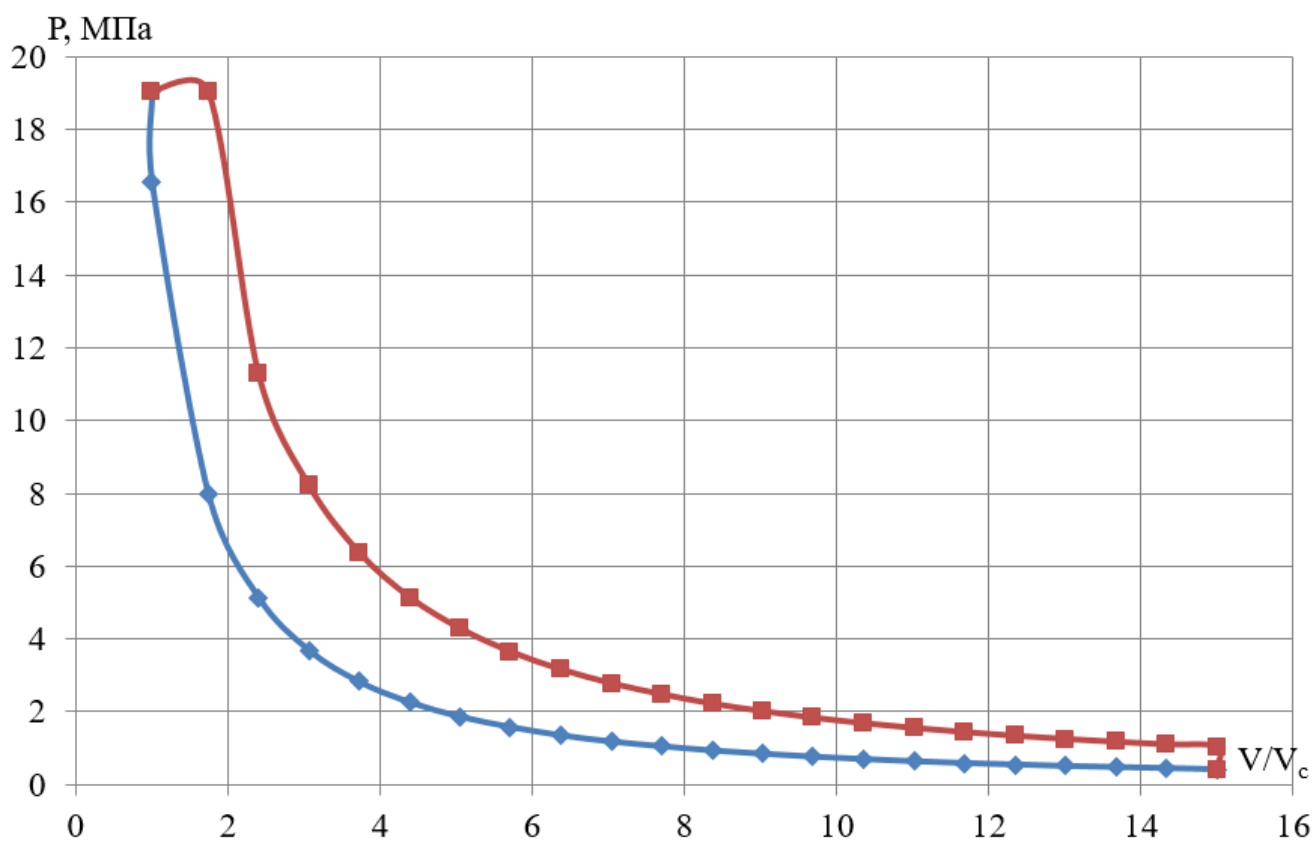


Рис 3. Індикаторна діаграма двигуна

Висновки по розділу 3.

- ГД 6G50ME-C9.6-HPSCR відповідає сучасним тенденціям для суднових малооборотових дизельних двигунів: економічність, надійність значна увага до зменшення викидів SO_x та NO_x .
- Індикаторні показники цього двигуна є підтвердженням п.1 стосовно економічності: питома витрата – 0,158кг/кВт·год, ККД – 0,532.

					КРБ.6.135.4217ст.01.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		46

					КРБ.6.135.4217ст.01.04.ПЗ									
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата	Розрахунок характеристик суднового котла (СК) Alfa Laval OC				Літ		Аркуш	Аркушів		
Студент	Кравченко Д.Ю.											47		11
									НУК імені адмірала Макарова					
Керівник	Кузнецова С.А.													

4. Розрахунок характеристик суднового котла (СК) Alfa Laval OC

4.1. Загальний устрій котла

Потреби у тепловій енергії, а саме парі, забезпечується завдяки паровому котлу. Його особливість полягає в об'єднанні двох принципів отримання газів, теплота яких використовується для перетворення живильної води на пару відповідного тиску. В комбінованому котлі використовуються гази, як від двигунів, так і отримані при згорянні пального у топці. В Alfa Laval є лише один колом, що працює за такою схемою це Aalborg OC або його модифікація с значно більшою паропродуктивністю Aalborg OC-TCi. Зараз Aalborg OC має назву Alfa Laval OC. Конструктивне цей котел має дві вертикальні поверхні – утилізаційну та інша, що поєднана з топковим простором. Відведення газів також окремі, а ось водяний та паровий простори єдині для утилізаційної та паливної частин котла.

(рис 4.1)[14]

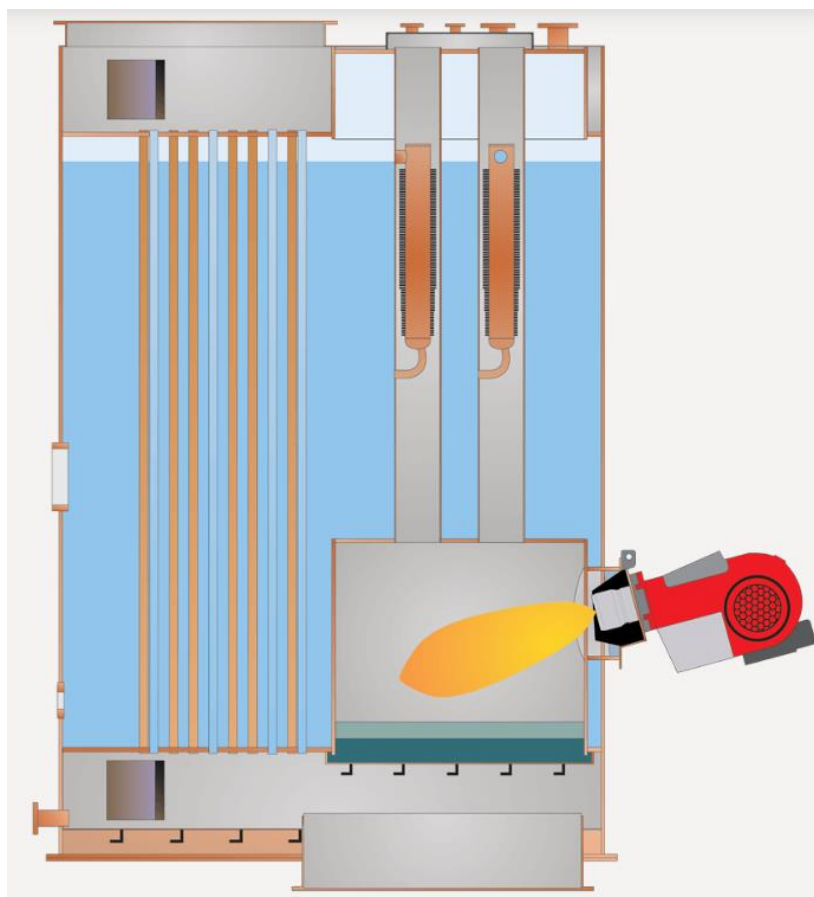
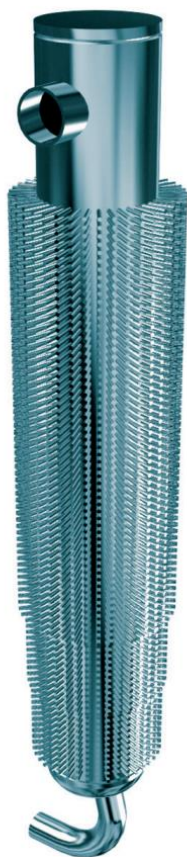


Рис. 4.1. Принципова схема котла Alfa Laval OC

Утилізаційна частина має газотрубну поверхню нагріву, що складається з гладких труб круглого перерізу – димогарних труб.

					КРБ.6.135.4217ст.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		48

Поверхня, що використовує газів з топки має складну схему – газо-водотрубну, що складається з окремих штіфтових труб з збільшенням довжини ребер по ходу руху газів. (рис.4.2))[14]



а



б

Рис. 4.2. Загальний вид елементів котла: а - трубного елемента теплообмінної поверхні Alfa Laval ОС від топки; б – запальний пристрій Aalborg KBOG-E

За рахунок такої побудови теплообмінної поверхні досягається збільшення паропроductивності при зниженні температури теплоносія – газів.

В якості запального пристрою котли ОС оснащені пальником зі струменем під тиском або пальником, що обертається. Вони за необхідністю для огляду відкидаються що значно спрощує обслуговування. Подовження полум'я у топці забезпечено завдяки нахилу у 15 градусів донизу до днища печі корпусу пальника, що встановлюється на передній частині котла.

Поліпшення ефективності роботи котлів у значній мірі залежить і від системи керування. В цьому котлі використовується оригінальна система розроблена Alfa Laval з використанням мікрочіпів для керуванням навантажен-

					КРБ.6.135.4217ст.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		49

ня котла, послідовністю роботи його пальника, контролю рівня води, роботою стартерів пальника та паливного насосу.

4.2 Вибір компоувальної схеми котла

Схема котла враховує можливість використання газів від ГД, що виконують зміну напрямку руху газів майже 90° зменшуючи швидкість, а потім тече знизу до верху по гладким трубам. Спрямування газів всередині трубних елементів, а води ззовні значною мірою зменшує опір по водяній частині та зменшення витрат на подачу води з дотримання необхідного рівня.

Топка у паливній частині має циліндричний бочкоподібний вид. Верхня частина топки плоска, тому потребує підкріплення її додатковими зв'язками жорсткості з верхньою частиною зовнішнього міцного корпусу. Така схема відповідає основним сучасним вимогам для судових котлів: надійність, простота обслуговування, ремонтпридатність при дотриманні помірних габаритів та маси.

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

Маса та габарити котлів залежать від основних параметрів пари: продуктивності та тиску, а також газів: складу, температурі та витраті. Тому що вони визначають площу теплообмінної поверхні котла.

Здебільш поверхня паливної частини набирається з стандартних елементів, а ось утилізаційна частина потребує додаткової уваги так, як її розміри у значній міри впливають на габарити корпусу усього котла. Тому у подальшому розглядаємо саме частину КК, що працює на газах з головного двигуна 6G50ME-S9.6-HPSCR при потужності 8000 кВт та забезпечує паропроductивність у 800 кг/год при тиску 0,5 МПа при температурі живильної води, що подається в котел 70°C.

Методика розрахунку та рекомендації по вихідній інформації наведено [17]

					КРБ.6.135.4217ст.01.04.ПЗ	Арк.
						50
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

4.3 Розрахунок процесу горіння

Вихідні дані для розрахунку

$D_{ук}=800 \text{ кг/год}$ – паропродуктивність утилізаційної частини;

$D_{п}=1500 \text{ кг/год}$ – паропродуктивність паливної частини;

$P_{пп}=0,5 \text{ МПа}$ – тиск насиченої пари;

$\alpha_{двз}=3,3$ – коефіцієнт надлишку повітря в ГД;

$\alpha_{п}=1,15$ – коефіцієнт надлишку повітря в ДК.

$t_{д}=210^{\circ}\text{C}$ – температура газів при виході з двигуна;

$t_{жв}=70^{\circ}\text{C}$ – температура живильної води;

$t_{н}=152^{\circ}\text{C}$ – температура насичення;

$i_{н}=2748,5 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія насиченої пари;

$i_{жв}=292,97 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія живильної води;

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

$g_e=0,1686 \text{ кг/кВт} \cdot \text{год}$ – питома витрата палива ГД;

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

Розрахунок процесу горіння та побудова I-9 діаграми

Утилізаційна частина [17]

Розрахунок процесу горіння та побудова I-9 діаграми

Марка палива для ДВЗ – MDO;

Склад горючої маси: $C^r + H^r + S_{л}^r + N^r + O^r = 100 \%$;

Вуглець - $C^r = 86,3\%$; Водень - $H^r = 13,3\%$; Азот + кисень - $N^r + O^r = 0,1\%$;

Летуча сірка - $S_{л}^r = 0,3\%$; Зола - $A^p = 0,01\%$; Волога - $W^p = 0\%$.

Перерахунок горючої маси палива на робочу:

Перевідний коефіцієнт: $\frac{100 - A^p - W^p}{100} = \frac{100 - 0,01 - 0}{100} = 0,9999$.

					КРБ.6.135.4217ст.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		51

$$C^p = 86,3 \cdot 0,9999 = 86,291\% ; H^p = 13,3 \cdot 0,9999 = 13,299\% ;$$

$$N^p + O^p = 0,1 \cdot 0,9999 = 0,099\% ; S_{\text{п}}^p = 0,3 \cdot 0,9999 = 0,299\%$$

$$\text{Склад робочої маси: } C^p + H^p + S_{\text{п}}^p + N^p + O^p + A^p + W^p = 100\% ;$$

$$\text{Нижча теплота згорання: } Q_{\text{н}}^p = 42,7 \cdot 10^3 \text{ кДж/кг} ;$$

$$\text{Вологовміст атмосферного повітря: } d = 0,01 \text{ кг/кг} ;$$

Об'єм теоретично необхідної кількості повітря:

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

$$V^o = 0,0889(86,291 + 0,375 \cdot 0,299) + 0,267 \cdot 1,299 - 0,0333 \cdot 0,099 = 11,203 \text{ м}^3/\text{кг} ;$$

$$\text{Сумарний об'єм газів } CO_2 \text{ та } SO_2 : V_{RO_2} = 0,0187K^p ,$$

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

$$K^p = 86,291 + 0,375 \cdot 0,299 = 86,41 \text{ та } V_{RO_2} = 0,0187 \cdot 86,41 = 1,616 \text{ м}^3/\text{кг} ;$$

$$\text{Об'єм водяної пари (при } \alpha = 3,3 \text{): } V_{H_2O}^o = 0,111H^p + 0,0124W^p + 1,6dV^o\alpha ;$$

$$V_{H_2O}^o = 0,111 \cdot 13,299 + 0,0124 \cdot 0 + 1,6 \cdot 0,01 \cdot 11,203 \cdot 3,3 = 2,068 \text{ м}^3/\text{кг} ;$$

$$\text{Об'єм водяної пари (при } \alpha = 1 \text{): } V_{H_2O}^o = 0,111 \cdot H^p + 0,0124 \cdot W^p + 1,6dV^o ;$$

$$V_{H_2O}^o = 0,111 \cdot 13,299 + 0,0124 \cdot 0 + 1,6 \cdot 0,01 \cdot 11,203 = 1,656 \text{ м}^3/\text{кг} ;$$

$$\text{Об'єм азоту (при } \alpha = 1 \text{): } V_{N_2}^o = 0,79 \cdot V^o = 0,79 \cdot 11,203 = 8,851 \text{ м}^3/\text{кг} ;$$

Теоретичний (мінімальний) об'єм продуктів повного згорання 1 кг палива при

$$\alpha = 1 : V_r^o = V_{RO_2} + V_{N_2}^o + V_{H_2O}^o = 1,616 + 8,851 + 1,656 = 12,122 \text{ м}^3/\text{кг} ;$$

$$\text{Дійсний об'єм газів: } V_r = V_{RO_2} + V_{N_2}^o + V_{H_2O}^o + (1 + 1,6d)(\alpha - 1) \cdot V^o ;$$

$$V_r = 1,616 + 8,851 + 1,656 + (1 + 1,6 \cdot 0,01) \cdot (3,3 - 1) \cdot 11,203 = 38,302 \text{ м}^3/\text{кг} ;$$

Об'єм частки продуктів згорання:

$$\text{- суми вуглекислого та сірчистого газів } r_{RO_2} : r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_r} = \frac{1,616}{38,302} = 0,042 ;$$

$$\text{- водяної пари: } r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}^o}{V_r} = \frac{2,068}{38,302} = 0,054 ;$$

$$\text{- суми триатомних газів: } r_{\text{п}} = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,042 + 0,054 = 0,096 .$$

					КРБ.6.135.4217ст.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		52

Послідовність розрахунків для побудови I - ϑ діаграми відповідає [17].

Ентальпія продуктів повного згорання 1 кг палива:

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

Ентальпія теоретично необхідної кількості повітря:

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

Оскільки розраховуватиметься утилізаційна частина котлу, розрахунок проводиться у діапазоні температур 100...400 °С.

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

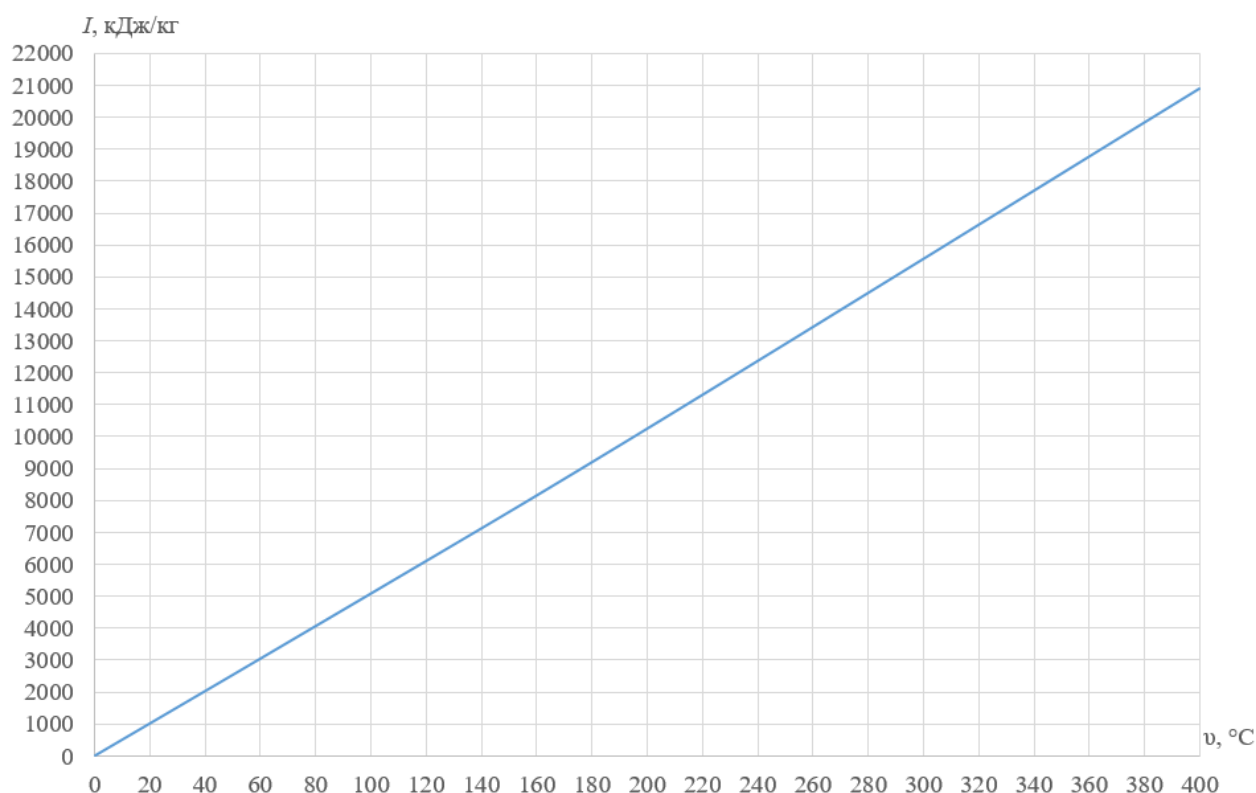


Рис. 4.3 Діаграма I - ϑ продуктів згорання головного двигуна

4.4. Тепловий баланс котла.

Утилізаційна частина [17]

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, кВт: $Q_{\text{по}} = D_{\text{жк}} (i_{\text{н}} - i_{\text{жв}}) = B \cdot \varphi (I_{\text{д}} - I_{\text{відх}})$,

де $D_{\text{жк}} = 800$ кг/год – паропроодуктивність утилізаційної частини;

$$\text{Витрата палива, кг/с: } B = \frac{g_e^{\text{ГД}} \cdot N_e^{\text{ГД}}}{3600} = 0,377$$

Ентальпію газів на вході в котел I_d , знаходимо за допомогою $I - \vartheta$ діаграми по $t_d = 210^\circ \text{C}$. $I_d = 10900 \text{ кДж/кг}$.

Визначимо ентальпію газів на виході з котла:

$$I_{\text{від}} = I_d - \frac{D^{\text{УК}} \cdot (i_n - i_{\text{ж.в.}})}{B \cdot \phi} = 10900 - \frac{800(2748,5 - 292,97)}{3600 \cdot 0,377 \cdot 0,98} = 8024 \text{ кДж/кг}.$$

За допомогою $I - \vartheta$ діаграми знаходимо температуру газів на виході з котла:

$$\vartheta_{\text{відх}} = 155^\circ \text{C}.$$

Рівняння теплового балансу УК має наступний вигляд:

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

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

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

Оскільки в газотрубному пароводяному котлі мається тільки паротвірна поверхня, то $Q_1 = Q_{\text{по}} = B\phi(I_d - I_{\text{відх}}) = 0,377 \cdot 0,98 \cdot (10900 - 8024) = 2142 \text{ кВт}$;

Q_5 – втрати тепла в навколишнє середовище;

$$Q_5 = 0,035 \cdot B \cdot I_d = 0,035 \cdot 0,377 \cdot 10900 = 143 \text{ кВт};$$

$B \cdot I_d$ – підведена теплота з відпрацьованими газами;

$$\text{Коефіцієнт використання теплоти: } \eta_{\text{ук}} = \frac{Q_{\text{пол}}}{B \cdot I_d} = \frac{Q_1}{B \cdot I_d};$$

$$\text{Корисна теплота: } Q_{\text{пол}} = Q_1 = Q_{\text{по}}; \quad \eta = 0,52.$$

4.5 Тепловий розрахунок теплообмінної поверхні

Тепловий розрахунок теплообмінної поверхні УК

Розрахунок поперечного перерізу газотрубного котла [17]

Приймаємо швидкість газу $\omega_r = 50 \text{ м/сек}$;

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

					КРБ.6.135.4217ст.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		54

зовнішній $d_{\text{зов}} = 34 \text{ мм}$;

товщина $\delta = 2 \text{ мм}$.

Площа живого перерізу, м^2 :

$$F_{\text{жп}} = \frac{g_e N_e}{3600} \cdot V_{\text{г}} \left(\frac{\bar{g} + 273}{273} \right) \cdot \frac{1}{\omega_{\text{г}}} = \frac{0,1686 \cdot 8000}{3600} \cdot 38,302 \left(\frac{183 + 273}{273} \right) \cdot \frac{1}{50} = 0,48,$$

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

$$\bar{g} = 0,5(t_{\text{д}} + g_{\text{відх}}) = 0,5(210 + 155) = 183^{\circ}\text{C} ; V_{\text{г}} = 38,302 \text{ м}^3/\text{кг};$$

Знаходимо кількість труб, Z :

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

$$\text{звідки } Z = \frac{4F_{\text{жп}}}{\pi d_{\text{вн}}^2} = \frac{4 \cdot 0,48}{3,14 \cdot 0,032^2} = 584,69 ,$$

приймаємо кількість труб $Z = 585 \text{ шт}$.

Уточнюємо площу живого перерізу та швидкість газів:

$$F_{\text{жп}} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot Z = \frac{3,14 \cdot 0,032^2}{4} \cdot 585 = 0,48 \text{ м}^2 ;$$

$$\omega_{\text{г}} = \frac{g_e N_e}{3600} \cdot V_{\text{г}} \left(\frac{\bar{g} + 273}{273} \right) \cdot \frac{1}{F_{\text{жп}}}$$

$$\omega_{\text{г}} = \frac{0,1686 \cdot 8000}{3600} \cdot 38,302 \left(\frac{183 + 273}{273} \right) \cdot \frac{1}{0,48} = 51 \text{ м/с}$$

Приймаємо крок труб у пучку S :

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

$$S = 50 \text{ мм}.$$

Креслимо ескіз та знаходимо діаметр корпусу котла D ;

Розбивка трубної дошки виконана за схемою рівностороннього трикутника.

Діаметр корпусу котла $D = 3700 \text{ мм}$.

					КРБ.6.135.4217ст.01.04.ПЗ	Арк.
						55
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

Конструктивний тепловий розрахунок утилізаційної частини котла [17]

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

Площа поверхні нагріву визначається шляхом сумісного рішення:

- рівняння теплопередачі: $Q = Hk\Delta t$;

- рівняння теплового балансу, кВт:

$$Q = \frac{D^{yk} \cdot (i_n - i_{ж.в.})}{3600} = \frac{800(2748,5 - 292,97)}{3600} = 545,6$$

- площа поверхні нагріву H : $H = \frac{Q}{K\Delta t}$,

де Δt – температурний напір; $\Delta t = \frac{g_d - g_{відх}}{\ln \frac{g_d - t_s}{g_{відх} - t_s}} = 28,6^\circ C$.

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:

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

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 $l/d \geq 50$,

$C_l = 1$; d_e – еквівалентний діаметр робочого каналу; $d_e = d_{вн} = 32\text{мм}$; ω_r –

швидкість газів;

$\omega_r = 51\text{м/с}$.

Фізичні параметри:

$\lambda_r = 3,78 \cdot 10^{-2} \text{Вт/м} \cdot \text{К}$ – коефіцієнт теплопровідності;

					КРБ.6.135.4217ст.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		56

$\nu = 32,49 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості;

$P_r = 0,681$ – критерій Прандтля;

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{3,78 \cdot 10^{-2}}{32 \cdot 10^{-3}} \cdot \left(\frac{51 \cdot 32 \cdot 10^{-3}}{32,49 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,681^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 = 134,3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К},$$

$$K = 0,6 \cdot 134,3 = 80,58 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К};$$

$$H = \frac{545,6 \cdot 10^3}{28,6 \cdot 80,58} = 236,7 \text{ м}^2.$$

Довжина труб:
$$l = \frac{H}{\pi d_{\text{cp}} \cdot Z};$$

$$d_{\text{cp}} = \frac{34 + 32}{2} = 33 \text{ мм};$$

$$l = \frac{236,7}{3,14 \cdot 0,033 \cdot 585} = 3,9 \text{ м}.$$

Висновок до розділу 4:

1. Котли Alfa Laval дозволяють використовувати утилізацію теплоти потужних головних двигунів, що суттєво підвищує ефективність установки в цілому. Сучасні розробки дозволяють працювати котлам ОС з запальний пристрій Aalborg KBOG-E не тільки на легкому пальному (MDO) та газоподібному, а при наявності скрубера – мазуті. Що не тільки забезпечує екологічні вимоги, а і підтримує високу економічність.
2. Для проектування обрано утилізаційну частину комбінованого котла. Після проробки її газотрубною поверхні результати наступні: загальна площа теплообмінної поверхні – 236,7 м²; внутрішній діаметр труб – 32 мм, довжина – 3,9 м, кількість труб – 585од.
3. Подальше підвищення ефективності можливо при застосуванні додаткових поверхонь для утилізації теплоти газів і ДГ, прикладами таких котлів є компоновки фірми Saacke.

					КРБ.6.135.4217ст.01.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		57

					КРБ.6.135.4217ст.01.05.ПЗ									
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата	Визначення характеристик загальносуднової системи (ЗСС) осушення				Літ		Аркуш	Аркушів		
Студент	Кравченко Д.Ю.											58		24
Керівник	Кузнецова С.А.								НУК імені адмірала Макарова					

5. Визначення характеристик загальносуднової системи (ЗСС) осушення

5.1. Розробка розгорнутої принципової схеми

На кожному самохідному судні слід підтримувати відповідну вологу повітря для запобігання псування вантажів.

Керуючим документом, що визначає мінімальні вимоги до складу цих систем і використовується при проєктуванні є документ відповідного класифікаційного товариства, але є загальні вимоги що повинні бути на усіх суднах морського транспортного флоту в незалежності від того, де проєктувалося судно і системи до нього.

Тому надалі обираємо доступне джерело, а саме Регістр судноплавства України [12].

Зазвичай система обладнується не менше ніж двома осушувальними відцентровими насосів з механічним приводом. Для зменшення резервних насосів в якості осушувальних можуть застосовуватися незалежні баластні (за винятком насосів системи ізолюваного баласту), санітарні або насоси загальносуднового призначення достатньою подачею, причому на судах завдовжки до 91,5 м, включаючи судна спеціального призначення, що мають на борту спеціальний персонал не більше 50 чол., в якості одного з осушувальних насосів може бути використаний насос, що приводиться в дію головним механізмом, водоструминним або пароструминним ежектором, якщо паровий котел знаходиться постійно у дії. Крім баластних при виконанні умов пожежної безпеки (вимога 3.2.3.3 частин VI "Протипожежний захист" [12]) є можливість застосовувати і пожежні насоси.

При обранні враховуються критерій осушувального насосу , що визначається наступним чином: якщо P_1 більше P :

критерій осушувального насосу = $72 [(M + 2 P_1)/(V + P_1 - P)]$;

в інших випадках: критерій осушувального насосу = $72 [(M + 2 P)/V]$,

де: M – об’єм машинних приміщень, розташованих нижче палуби перегорожок, з додаванням до нього об’ємів будь-яких постійних цистерн рідкого палива, які розташовані вище другого дна і до носу або до корми від машинного

					КРБ.6.135.4217ст.01.05.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		59

приміщення, м³. В об'єм машинних приміщень необхідно також включати об'єм між водонепроникними межами приміщень, які містять головну енергетичну установку, допоміжні механізми, які її обслуговують, включаючи котли, генератори і електродвигуни, які призначені для забезпечення роботи енергетичної установки; Р – повний об'єм пасажирських приміщень і приміщень для екіпажу, розташованих нижче палуби перегородок, які служать для житла і використання пасажирами і екіпажем, за винятком багажних відділень, комор, провізійних комор, м³; V – повний об'єм судна нижче палуби перегородок, м³;

$$P1 = KN, \text{ де: } K = 0,056L$$

тут L – довжина судна, як це визначене в Правилах про вантажну марку морських суден, м; N – кількість пасажирів, яку має право перевозити судно. Проте, якщо величина KN більша суми Р і повного об'єму фактичних пасажирських приміщень, розташованих вище палуби перегородок, як Р1 приймається вищезазначена сума або дві третини KN, дивлячись по тому, що більше. [12]

Осушувальні відцентрові насоси повинні бути самовсмоктуючими, або система повинна обладнуватися пристроєм, який відсмоктує повітря. Рекомендується установка одного з насосів поршневого типу.

Крім кількості насосів, а саме не менше двох з механічними приводами, їх подача повинна бути не менше 11,0 м/год. При цьому розрахункова швидкість води в приймальній осушувальної магістралі в нормальних експлуатаційних умовах повинна бути не менше 2м/с.

Насоси повинні забезпечувати осушення приміщення, розташованого нижче палуби перебирань, при цьому їх приводи слід так розміщувати по довжині судна, щоб, принаймні, один з насосів, що знаходиться в непошкоджені відсіку, міг осушувати затоплене приміщення.

Внутрішній діаметр магістралі та прийомних відростків повинен бути не менше 50 мм, внутрішній діаметр магістралі та прийомних відростків, що безпосередньо приєднуються до насоса, у всіх випадках повинен бути не менше діаметра патрубків осушувального насоса. Площа перерізу трубопроводу, що з'єднує розподільну приймальну коробку з осушувальною магістраллю, повинна

					КРБ.6.135.4217ст.01.05.ПЗ	Арк.
						60
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

бути не менше сумарної площі перерізу двох найбільших відростків, що приєднуються до цієї коробки, але не більше площі перерізу магістрального трубопроводу. Розташування осушувальних трубопроводів, а також їх приймальних відростків повинно бути таким, щоб забезпечувалася можливість осушення будь-якого водонепроникного відсіку будь-яким з насосів. Ця вимога не відноситься до приміщень аміачних холодильних машин, пікам, насосним приміщенням і кофердам нафтоналивних суден, осушуваних окремими насосами, а також до цистерн, призначених тільки для зберігання рідин. З приміщень, в яких відсутні осушувальні відростки, відвід води повинен передбачатися іншим способом.

Система повинна бути влаштована так, щоб виключалася можливість надходження заборотної води всередину судна, а також води з одного водонепроникного відсіку в інших випадках розриву труби або іншого її пошкодження в будь-якому іншому відсіку внаслідок зіткнення або посадки на мілину. Для цього приймальні клапани відкритих решт осушувальних трубопроводів, що приєднуються безпосередньо до коробок, повинні бути неповоротного типу. Розташування трубопроводів повинно бути таким, щоб забезпечувалася можливість осушення машинних відділень через приймальні відростки, безпосередньо приєднані до насоса, при одночасному осушенні інших відсіків іншими насосами.

Розташування осушувальних трубопроводів повинно забезпечувати можливість роботи одного з насосів у випадках, коли інші насоси непрацездатні або використовуються для інших цілей.[12]

Осушувальні трубопроводи, як правило, повинні прокладатися поза міждонним простором. При необхідності прокладки цих трубопроводів через цистерни палива, масла, котельні та питної вода вони повинні відповідати вимогам.

Осушенню підлягає і машинне відділення, але найчастіше вода у цьому приміщенні може бути забруднена нафтопродуктами та хімічними речовинами, що використовуються у двигунах, котлах та інших елементах СЕУ.

					КРБ.6.135.4217ст.01.05.ПЗ	Арк.
						61
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

На всіх самохідних судах, крім приймальних відростків, повинно бути передбачено аварійне осушення машинних відділень. Для цього на пароплавах один з головних циркуляційних насосів, а на теплоходах найбільший по подачі насос охолоджуючої води повинен мати безпосередні приймальні відростки з незворотньо-запірними клапанами, розташовані на рівні, що забезпечує осушення машинного відділення. Діаметр відростка повинен становити не менше $\frac{2}{3}$ діаметра приймального патрубку насоса на пароплавах і дорівнювати діаметру приймального патрубку насоса на теплоходах.

Машинне і котельне відділення, розташовані в загальному відсіку, мають по всьому протязі подвійне дно, що утворить льяла або тягнеться до бортів, повинні мати у відсіку з кожного борту у переборок два прийомних відростка, один з яких слід приєднувати безпосередньо до незалежного осушувальної насосу. [12]

Машинне і котельне відділення, розташовані в загальному відсіку без подвійного дна при ухилі днища не менше 5° , повинні мати два осушувальних прийомних відростка один з яких слід приєднувати безпосередньо до незалежного осушувальної насосу; при ухилі днища менше 5° в борт повинно бути встановлено по одному додаткового приймального відростку, приєднаному до магістралі осушувальної системи.

У тих випадках, коли машинне котельне відділення, а також відділення допоміжних механізмів і гребних електродвигунів розташовані в окремих водонепроникних відсіках, число і розташування приймальних відростків в них повинно прийматися згідно гл.7.6. [12] На судах, які отримують в символі класу знак ділення на відсіки, в кожному з цих відсіків слід встановити додатково приймальний відросток, безпосередньо приєднаний до осушувальної насосу. На пасажирських суднах кожен з незалежних насосів, розташованих в машинних відділеннях, повинен мати безпосередні приймальні відростки в цих відділеннях. Установка більше двох таких відростків в цих відділеннях не потрібно.

Якщо машинне відділення розташоване у кормовій частині судна, приймальні відростки повинні встановлюватися з обох бортів в носовій частині цього відділення. При цьому залежно від форми обводів в кормовій частині за

					КРБ.6.135.4217ст.01.05.ПЗ	Арк.
						62
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

погодженням з Регістром повинні встановлюватися один або два приймальних відростка.

На прийомних відростках осушення машинних відділень і тунелів повинні встановлюватися легкодоступні грязьові коробки. Труби між грязьовими коробками і льялами повинні бути по можливості прямими. На нижніх кінцях цих труб не повинні встановлюватися приймачі з сітками. Грязьові коробки повинні мати відчинятися кришки. На маломірних судах замість грязьових коробок можуть застосовуватися приймачі з сітками в тих випадках, коли до них є доступ для очищення.

На відростку для аварійного осушення не повинні встановлюватися сітки й фільтри.

Машинні відділення з подвійним дном повинні обладнуватися стічними колодязями місткістю не менше 0,2 м .

Додаткові приймальні відростки слід встановлювати всередині шахт лага і ехолота, а також у колодязях подвійного дна під механізмами і а інших місцях, де може збиратися вода.

Кожен тунель валопроводу і відвідуваний тунель трубопроводів повинні осушуватися відростком, розташованим у кормовій частині тунелю.

В кожному вантажному приміщенні з подвійним дном, що створює бортові льяла, має встановлюватися з кожного борт, як мінімум, по одному приймальному відростку в кормовій частині трюму.

Якщо в межах вантажного приміщення є подвійне дно, що тягнеться по всій його ширині, то на обох бортах слід передбачати по одному стічному колодязю, розташованому в кормовій частині трюму. Місткість стічних колодязів повинна відповідати вимогу п.25.[12]

В приміщеннях з подвійним дном, що мають ухил до діаметральної площині, крім бортових відростків повинні бути передбачені також прийомні відростки, розташовані в діаметральної площині судна.

Горловина, встановлена на стічному колодязі, повинна розміщуватися як можна ближче до приймача осушувальної відростка.

					КРБ.6.135.4217ст.01.05.ПЗ	Арк.
						63
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

Вантажні приміщення без подвійного дна, що мають підйом днища більше 50, можуть обладнуватися одним прийомним відростком, розташованим поблизу діаметральної площині. При підйомі днища менш 50 потрібно встановлювати не менше двох відростків але бортах.

Додання трюму більше 35 м слід встановлювати приймальні відростки в носовій і кормовій частинах цього трюму; при цьому повинні бути виконані вимоги 7.6.1 - 7.6.5.[12]

У вузьких краях вантажних приміщень може бути допущена установка одного приймального відростка.

В ляла вантажного приміщення можуть бути відведені стічні труби з сполучених з ним приміщень даного відсіку, розташованих нижче палуби перебірань.

Відведення стічних вод з ляла вантажних приміщень і з приміщень, розташованих в інших водонепроникних відсіках нижче палуби перебірок, не допускається.

У вантажних приміщеннях, що мають над лялами або колодязями дерев'яний настил або знімні кришки, повинен передбачатися вільний стік води в ляла або колодязі.

Прийомні відростки повинні забезпечуватися прийомними коробками або сітками з отворами діаметром 8-10 мм. Сумарна площа перерізу отворів повинна бути не менше подвоєної площі прохідного перерізу даного відростка.

У приміщеннях суден для навалочних вантажів осушувальна система повинна мати таку конструкцію, щоб при перевезенні сипучих вантажів вона зберігала свою працездатність.

Повинно бути передбачено осушення всіх приміщень, піддонів, жолобів та інших місць, де можливе скупчення води. Вивід стічних труб з не охолоджуваних відсіків у ляла охолоджуваних приміщень не допускається.

Кожен стічний трубопровід з охолоджуваних приміщень повинен забезпечуватися гідравлічним затвором йди рівноцінним йому пристроєм. Висота рідини в гідравлічному затворі повинна забезпечувати безвідмовність його роботи за будь-яких умов експлуатації.

					КРБ.6.135.4217ст.01.05.ПЗ	Арк.
						64
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

На стічних трубах з охолоджуваних приміщень не повинні встановлюватися запірні клапани.

Диптанки, використовувані для перевезення сухого вантажу, повинні обладнуватися осушувальними відростками і надійними засобами, які відключають паливну та баластну системи від диптанків, а також осушувальну систему при знаходженні в диптанках палива.

Кофердами, що заповнюються водою, повинні обладнуватися пристроями для осушення. Розташування прийомних відростків повинно відповідати вимогам гл. 7.6. На нафтоналивних і комбінованих судах кофердама, що заповнюються водою і межують з вантажними і зливними цистернами, повинні осушуватися автономними засобами.[12]

Піки, які не використовуються в якості баластних або інших цистерн, можуть мати автономне осушення ручними насосами або водяними ежекторами. Для осушення носових НЕ вантажних відсіків нафтоналивних суден має бути встановлено окремий насос або ежектор, який може бути також використаний для заповнення і спорожнення цистерн, призначених виключно для баластної води.

Осушення ланцюгових ящиків і шкіперські може здійснюватися ручними насосами, водяними ежекторами або іншими засобами.

Осушення приміщень рульових машин та інших відсіків, розташованих над ахтерпіком, може здійснюватися ручними насосами або водяними ежекторами, а також за допомогою стічних труб, виведених в ляла тунелю валопроводу або машинного відділення. Стічні труби повинні забезпечуватися легкодоступними самозапірними клапанами і діаметр їх повинен бути не менше 39 мм. Висновок стічних труб в ляла машинних відділень і тунелів валопроводів з приміщень, розташованих в інших водонепроникних відсіках нижче палуби перебирань (за винятком випадків, передбачених 7.11.2), не допускається. .[12]

Відведення стічних труб з цих приміщень в машинні відділення та тунелі валопроводів допускається тільки в закриті стічні цистерни.

Стічні труби для осушення приміщень закритих надбудов і рубок можуть бути відведені в ляла (колодязі) машинного відділення або трюмів. На судах,

					КРБ.6.135.4217ст.01.05.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		65

які в символі класу мають знак ділення на відсіки » на цих трубах повинні встановлюватися клапани, керовані з місця вище палуби перебірок, якщо при затопленні машинного відділення або трюму можливе проникнення води у вказані приміщення.

Стічні труби коморах вибухових речовин повинні забезпечуватися клапанами, керованими з місць, розташованих поза цими коморах.

Машинні приміщення і сухі відсіки повинні бути обладнані засобами осушення. При цьому вимоги цього розділу, за винятком 7.3.2 і 7.3.9, не поширюються на осушувальну систему доків. [12]

Опис та розміщення осушувальної системи на Tai Xingji .

В процесі експлуатації в корпус судна потрапляє деяка кількість води, яку прийнято називати «ляльною» водою, що має домішки нафтопродуктів та хімічних сполук. Видаляється ця вода з приміщень судна за допомогою осушувальної системи, яка використовується також для аварійного осушення відсіків у разі порушення водонепроникності корпусу. Осушувальна система на судах виконується з централізованого принципом побудови розташування магістралей та відростків, при якому в кожний осушуваний відсік проводиться окремий трубопровід. Кілька трубопроводів підключають до однієї клапанної коробки з вороття запірними клапанами. Застосування в осушувальній системі клапанів незворотнього типу виключає можливість зворотнього руху води судна через осушувальний трубопровід.

Трубопровід осушувальної системи роблять зі сталевих оцинкованих труб діаметром не менше 50 мм. Осушувальний трубопровід зазвичай проводять в трюмах, укладаючи його поверх скулових книць. Для захисту від пошкоджень труби закривають кожухом. Для очищення ляльних вод від нафтопродуктів і попередження забруднення моря нафтою на судні мають бути сепараційне обладнання, яке виключає можливість скидання вод з вмістом нафтопродуктів, що перевищує встановлені норми – 15ppm [18]. Таке устаткування зазвичай працює в автоматичному режимі і не тільки керує скиданням, а й безперервно реєструє нафто-зберігання в скиданні.

Скидання очищених лляльних вод здійснюється через відливної трубопровід, який виводиться за борт вище ватерлінії 50 мм.

Нафтові залишки після сепарації і усі нафто - зберігаючі суміші, які не можуть бути оброблені на судні, збирають в збірні танки для подальшої здачі на берег. Зливний трубопровід для здачі лляльних вод виведений на обидва борти і має патрубки для приєднання шлангів. Кількість прийомних відростків осушувальної системи та їх розташування залежать від розмірів і форми осушуваного відсіку. На суднах з подвійним дном в кожному трюмі встановлюють два приймальних відростка. Приймачі встановлюють в бортових ллялах у кормовій частині трюму.[12]

Проектування системи виконується за положеннями [12]

Вимоги Регістра до діаметрів трубопроводів осушувальної системи:

Внутрішній діаметр d_1 , мм, осушувальної магістралі та прийомних відростків, безпосередньо приєднуються до насоса, повинен визначатися за формулою: $d_m = 1,68 \sqrt{L \cdot (B + D)} = 196$ мм, він більше 50 мм, тобто відповідає вимогам. Внутрішній діаметр труб, безпосередньо, що приєднуються до насоса, у всіх випадках повинен бути не менше діаметра патрубка осушувальних насоса. Площа перерізу трубопроводу, що з'єднує розподільну приймальню коробку з осушувальної магістраллю, повинна бути не менше сумарної площі перетину двох найбільших відростків, що приєднуються до цієї коробки, але не більше площі перерізу магістрального трубопроводу. [12]

Вимоги до насосів встановлених на осушувальну систему за Регістром:

Судно так як воно самохідне обладнано не менш двома осушувальних відцентровими насосів з механічним приводом, ці насоси є самовмоктуючі. За необхідністю рекомендується додати один насос поршневого типу.

В якості осушувальних можуть дозволяється застосовувати незалежні баластні, санітарні або насоси загальносуднових призначення з достатньою подачею що відповідає п. 7.1.6. Регістру, а саме:

$$Q = 5,65 \cdot 10^{-3} \cdot d_1^2 = 5,65 \cdot 10^{-3} \cdot 196^2 = 226 \text{ м}^3/\text{год}$$

де, $d_1 = d_m$ – внутрішній діаметр магістралі, мм.

					КРБ.6.135.4217ст.01.05.ПЗ	Арк.
						67
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

Осушувальний насос може бути замінений двома насосами, загальна подача яких повинна бути не менше зазначеної.

Мають бути передбачені прилади для вимірювання тиску всмоктування і тиску нагнітання кожного осушувальних насоса. [12]

На судні система виконана по централізованому принципу, укомплектована двома відцентровими насосами автономної дії з механічними приводами. Ці насоси також виконують функцію баластних насосів. У разі аварійної ситуації насоси дублюються пожежними насосами. Осушна система видаляє надлишок води прямо за борт, як що вони не мають не нафтових часток вище рівня, або хімічних сполуки. При наявності цих домішок за правилами скидання забруднюючих вод в морі, усі льяльні та трюмні води з вмістом наведених вище домішок накопичуються в спеціальній донній цистерні. Заповнена цистерна може спорожнюватися за допомогою портових приємних систем, або сепарується та очищується силами суднових систем. Тільки очищена вода при відповідній відстані від берега, швидкості ходу судна може скидатися за борт. Робота системи контролюється з машинного відділення, завдяки автоматичному регулюванню централізованих незворотньо-запірних коробок та клапанів. Осушна система в трюмі обладнана відповідними колодязями для збору рідини, що мають пристрої контролю рівня рідини, завдяки сигналам яких відбувається запуск та зупинка насосів відкачування. Сітчасті приймачі встановлюються на відкачувальних відростках для запобігання засміченню трубопроводів. Трубопроводи з'єднуються з допомогою приварних фланців.

Загальний вид осушної системи судна Tai Xingi наведено у графічній частині роботи.

Розрахункова ділянка обирає з урахуванням найбільшої відстані від насосу для врахування максимальних втрат пов'язаних з опором гладкої внутрішньої поверхні трубопроводів, що залежить від шорсткості та враховує внутрішній діаметр та довжину труб, матеріал та засмічення при експлуатації; другою суттєвою складовою є місцеві опори пов'язані з наявністю арматури, змінам напрямку руху

Схематичне зображення ділянки наведено на рис 5.1

					КРБ.6.135.4217ст.01.05.ПЗ	Арк.
						68
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		

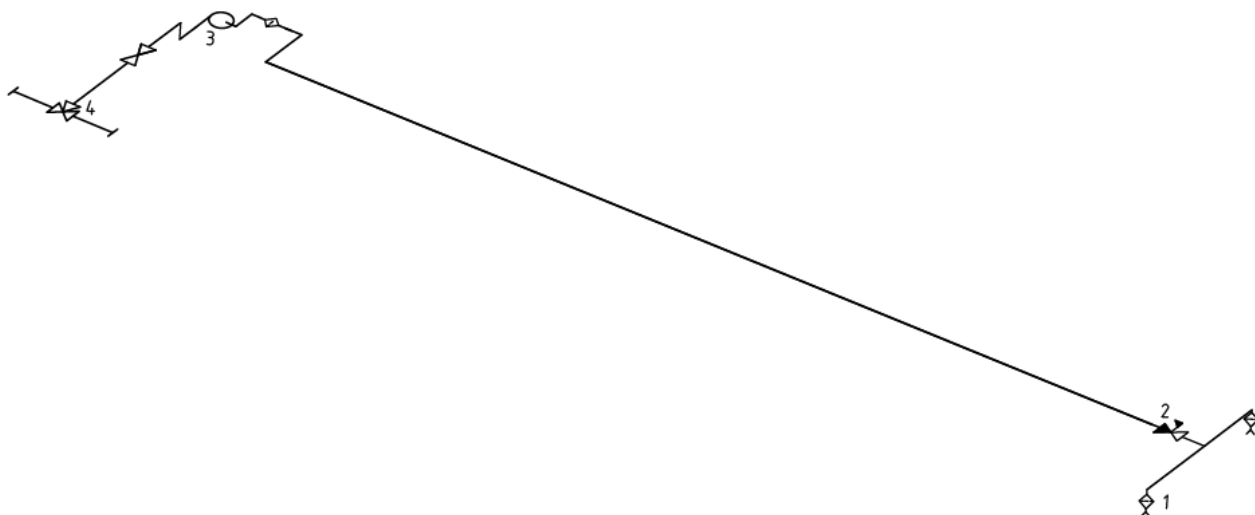


Рис.5.1 Аксонометрична розрахункова схема трубопроводу:

1 – приймальні відростки з сітками та фільтром (сітчаста коробка прийому води);
2 – незворотньо-запірний клапан; 3 – відцентровий насос; 4 – триходовий клапан перед пристроєм видалення чи збору вод.

Основні розрахункові параметри системи:

Визначаємо внутрішній діаметр всмоктуючої магістралі і відгалужень.

$$d_m = 1,68\sqrt{L(B+D)} + 25 = 1,68\sqrt{199,90 \cdot (32,26 + 19,3)} + 25 = 196$$

де $L=199,9$ м – довжина, $B=32,26$ м – ширина, $D=19,3$ м – висота борту судна, відповідно.[2]

Діаметр відгалужень у вантажних трюмах:

$$d_g = 2,15\sqrt{l(B+D)} + 25 = 2,15\sqrt{36,8 \cdot (32,26 + 19,3)} + 25 = 119$$

де l – довжина відсіку, що осушують, виміряна по його дну.

Приймаємо внутрішній діаметр труби всмоктуючої магістралі 200 мм, [19].

Діаметр труби відгалужень – внутрішній 125 мм, [19].

Розраховуємо сумарну подачу осушних насосів, м³/с:

$$\sum Q_{oc} = \frac{\pi d_m^2}{4} v_g = \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} \cdot 2 = 0,0628$$

$$Q_{oc} = \frac{\pi d_g^2}{4} v_g = \frac{3,14 \cdot 0,125^2}{4} \cdot 2 = 0,0245$$

де v_g – швидкість потоку у всмоктуючій магістралі (приймаємо 2,0 м/с).

Розрахуємо діаметр напірної магістралі, мм:

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot \Sigma Q_{oc}}{\pi \cdot v_n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,063}{3,14 \cdot 2,5}} = 179$$

де v_n – швидкість потоку в напірній магістралі (приймаємо 2,5 м/с)

Приймаємо внутрішній діаметр труби напірної магістралі 200 мм [19].

5.2 Гідрравлічний розрахунок системи

Для гідрравлічного розрахунку виберемо найдовший трубопровід осушної системи. Поділивши його на ділянки для розрахунку опору на лінії всмоктування насоса, визначивши приблизну довжину. (Схема рис. 5.1)

Визначаємо за допомогою довідкової літератури [21] коефіцієнт місцевого опору в окремих елементах системи.

Визначаємо коефіцієнт гідродинамічного тертя λ . Він являється функцією від числа Рейнольдса Re та шорсткості стінок труби.

Еквівалентна шорсткість сталевих труб змінюється в діапазоні $K_e = (0,02..0,2)$ мм, в залежності від технології виготовлення експлуатації, зберігання. Для розрахунку приймаємо значення еквівалентної шорсткості $K_e = 0,02$ мм, а абсолютною $\Delta = 0,5$. [20]

Довжина частин ділянки системи :

$$l_{1-2} = 15 \text{ м} \quad l_{2-3} = 150 \text{ м} \quad l_{3-4} = 16$$

Розрахунки наведені в табличній формі (Таб.5.2-5.4) [20]

Таблиця.5.1 Розрахунки місцевого опору системи.

Ділянки	Коефіцієнт місцевого опору ξ					$\Sigma \xi$
	Приймальна сітка	Коліно, трійник з відгалудженнями	Клапан незворотній	Фільтри	Кран трьохходовий	
1-2	0,70	0,58	1,25	-	-	1,28
2-3	-	1,76	-	0,70	-	2,46
3-4	-	0,29	1,25	-	5,50	7,04

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

№	Параметр	Розрахункова формула	Ділянка		
			1-2	2-3	3-4
1	Подача, $\text{м}^3/\text{с}$	Q	0,0245	0,0628	0,0628
2	Температура, $^{\circ}\text{C}$	T	20		
3	Густина води, $\text{кг}/\text{м}^3$	ρ	1025		
4	Кінематична в'язкість, $\text{м}^2/\text{с}$	ν	0,0000011		
5	Діаметр труби, м	d	0,125	0,200	0,200
6	Довжина вертикальної ділянки, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	1	0	11
7	Статична складова напору, м.вод.ст	$H_{\text{ст}} = \Delta z \rho g 10^{-4}$	1,0045	0	11,0495
8	Довжина ділянки, м	l	15	150	16
9	Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,5		
10	Уточнення швидкості, м/с	$V = \frac{4Q}{\pi \cdot d^2}$	1,99	1,99	1,99
11	Число Рейнольдса	$Re = V \cdot d / \nu$	219018	350877	350877
12	Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,155	0,138	0,138
13	Коефіцієнти місцевих опорів	$\sum \xi$	1,28	2,46	7,04
14	Місцеві втрати напору, м.вод.ст	$H_{\text{місц}} = \sum \xi \cdot \frac{V^2 \cdot \rho}{2g} \cdot 10^{-3}$	0,267	0,514	1,472
15	Витрати напору через тертя, м.вод.ст	$H_{\text{тер}} = \lambda \frac{l V^2 \rho}{2gd} \cdot 10^{-3}$	3,895	21,700	2,314
16	Сумарні втрати напору на ділянці, м.вод.ст.	$H_{\text{сум}} = H_{\text{тер}} + H_{\text{ст}} + H_{\text{місц}}$	5,166	22,215	14,836
16	Втрати напору при номінальній подачі, м.вод.ст.		42,218		

Таблиця 5.3. Гідравлічний розрахунок при подачі Q = 80%

№	Параметр	Розрахункова формула	Ділянка		
			1-2	2-3	3-4
1	Подача, м³/с	Q	0,0196	0,0502	0,0502
2	Температура, °C	T	20		
3	Густина води, кг/м³	ρ	1025		
4	Кінематична в'язкість, м²/с	ν	0,0000011		
5	Діаметр труби, м	d	0,150	0,200	0,200
6	Довжина вертикальної ділянки, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	1	0	11
7	Статична складова напору, м.вод.ст	$H_{ст} = \Delta z \rho g 10^{-4}$	1,0045	0	11,0495
8	Довжина ділянки, м	l	15	150	16
9	Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,5		
10	Уточнення швидкості, м/с	$V = \frac{4Q}{\pi \cdot d^2}$	1,59	1,6	1,6
11	Число Рейнольдса	$Re = V \cdot d / \nu$	175215	280701	280701
12	Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,155	0,138	0,138
13	Коефіцієнти місцевих опорів	$\sum \xi$	1,28	2,46	7,04
14	Місцеві втрати напору, м.вод.ст	$H_{місц} = \sum \xi \cdot \frac{V^2 \cdot \rho}{2g} \cdot 10^{-3}$	0,170	0,329	0,942
15	Витрати напору через тертя, м.вод.ст	$H_{тер} = \lambda \frac{l V^2 \rho}{2gd} \cdot 10^{-3}$	2,492	13,888	1,481
16	Сумарні втрати напору на ділянці, м.вод.ст.	$H_{сум} = H_{тер} + H_{ст} + H_{місц}$	3,668	14,217	13,473
16	Втрати напору при номінальній подачі, м.вод.ст.		31,359		

Таблиця 5.4. Гідрравлічний розрахунок при подачі Q = 120%

№	Параметр	Розрахункова формула	Ділянка		
			1-2	2-3	3-4
1	Подача, м³/с	Q	0,0294	0,0753	0,0753
2	Температура, °C	T	20		
3	Густина води, кг/м³	ρ	1025		
4	Кінематична в'язкість, м²/с	ν	0,0000011		
5	Діаметр труби, м	d	0,150	0,200	0,200
6	Довжина вертикальної ділянки, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	1	0	11
7	Статична складова напору, м.вод.ст	$H_{ст} = \Delta z \rho g 10^{-4}$	1,0045	0	11,0495
8	Довжина ділянки, м	l	15	150	16
9	Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,5		
10	Уточнення швидкості, м/с	$V = \frac{4Q}{\pi \cdot d^2}$	2,397	2,4	2,4
11	Число Рейнольдса	$Re = V \cdot d / \nu$	262822	421052	421052
12	Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,155	0,138	0,138
13	Коефіцієнти місцевих опорів	$\sum \xi$	1,28	2,46	7,04
14	Місцеві втрати напору, м.вод.ст	$H_{місц} = \sum \xi \cdot \frac{V^2 \cdot \rho}{2g} \cdot 10^{-3}$	0,384	0,741	2,120
15	Витрати напору через тертя, м.вод.ст	$H_{тер} = \lambda \frac{l V^2 \rho}{2gd} \cdot 10^{-3}$	5,608	31,249	3,333
16	Сумарні втрати напору на ділянці, м.вод.ст.	$H_{сум} = H_{тер} + H_{ст} + H_{місц}$	6,998	31,990	16,503
16	Втрати напору при номінальній подачі, м.вод.ст.		55,491		

Приймаємо до установки в осушувальній системи відцентрові насоси Д320-90[21] з двостороннім підведенням рідини, подачею 320 м³/год і напором 90 м вод. ст., допустимий кавітаційний запас – 10 м вод. ст., потужність 132 кВт, частота обертання 3000 хв⁻¹.

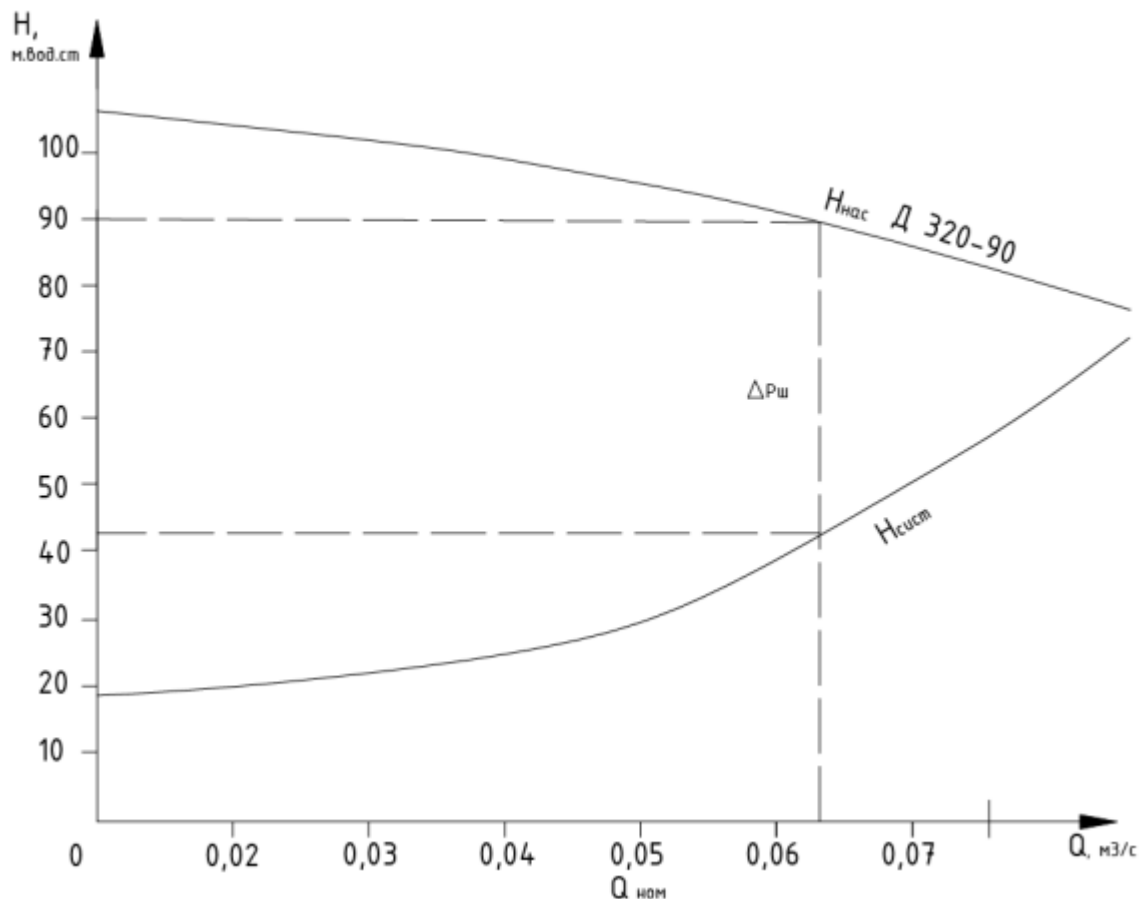


Рис 5.2. Графік сумісної напірно-витратної характеристики насоса і трубопроводу системи.

Опір дросельної шайби знайдемо із рис. 5.2:

$$H_{\text{ш}} = 48 \text{ м вод.ст.}$$

Коефіцієнт опору дросельної шайби дорівнює:

$$\zeta = \frac{2gH_{\text{ш}}}{v^2 \rho} = \frac{2 \cdot 9,8 \cdot 48}{2^2 \cdot 1025} = 0,23$$

Такому опору відповідає $F_0/F_{\text{вн}} = 0,69$.

Площа внутрішнього перерізу нагнітаючого трубопроводу складає, м²:

$$F_{\text{вн}} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} = 0,0314$$

$F_0 = 0,022 \text{ м}^2$, а отже внутрішній діаметр шайби становить, м:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4F_0}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,022}{3,14}} = 0,167$$

5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу

До складу системи входять приймальні сітки, дистанційні незворотньо-запірні клапани, запірний клапан з ручним приводом, трьохходовий кран, незворотньо-запірний бортовий клапан. Загальний вид незворотньо-запірного клапана:

Незворотно-запірний клапан (рис. 5.3) застосовують в тих випадках, коли необхідно забезпечити односторонній рух рідини і повністю перекрити трубопровід. У корпусі 1 клапана розташовані тарілка 6 і шпindel 5, які не з'єднані між собою. Шпindel хвостовиком вільно входить у вертикальний отвір зроблений в тарілці.

Таким чином, якщо обертанням маховика 3 підняти шпindel, то тарілка буде працювати автоматично, як у неповоротного клапана, забезпечуючи односторонній рух рідини. Для перекривання трубопроводу обертанням маховика опускають шпindel і притискають їм тарілку до сидла клапана, як показано на малюнку. Герметичність місця проходу шпинделя через кришку 2 корпусу клапана забезпечується сальником 4.

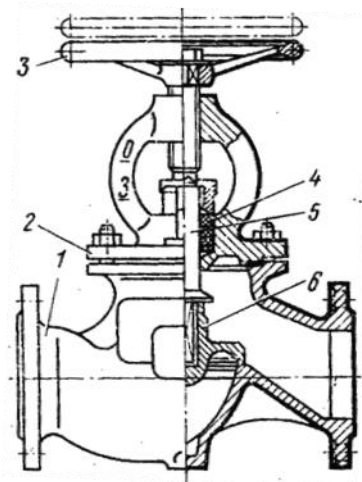


Рис. 5.3 Незворотно-запірний клапан.

Окрім клапанів з ручним приводом в системі встановлені незворотньо-запірний клапан з гідроприводом (рис 5.4). Клапана швидкої дії перекривається за рахунок подачі рідини в мембранну порожнину, що призводить до натискання на шпindel і тарілку клапана. Керування повністю дистанційне, клапан

встановлений перед приймальною сіткою в осушній стічній шахті кожного трюму. Таке розташування дає змогу осушати кожен відсік окремо.

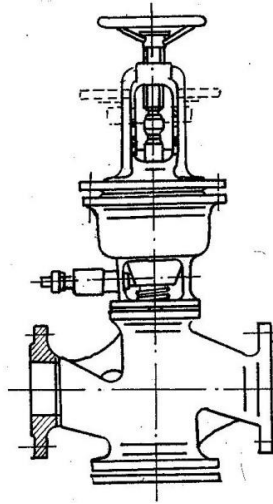


Рис 5.4. Клапан швидкої дії з гідроприводом.

На магістралях осушної системи направлених в кормову частину для осушення приміщень ахтерпіку, коридору гребного валу, та кормової частини машинного відділення, встановлені клапанні розподільні коробки (Рис 5.5).

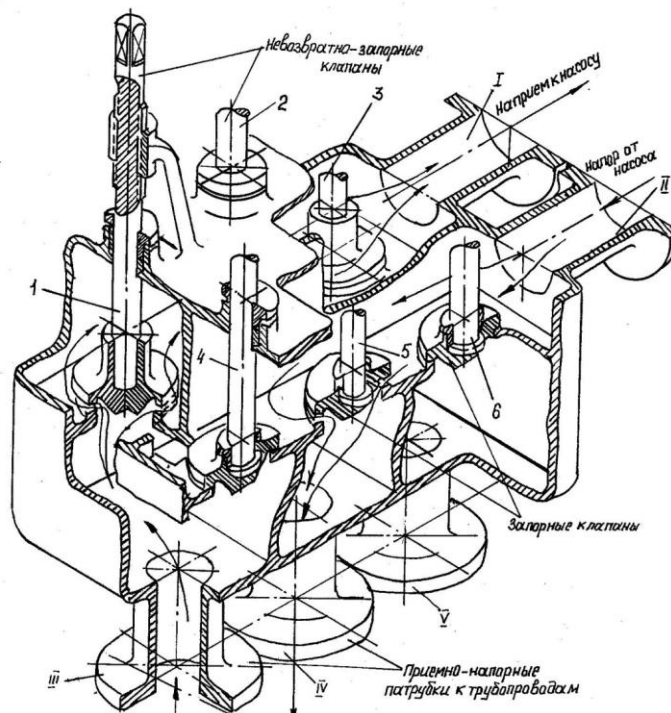


Рис 5.5 Клапанна розподільна коробка.

1-6 – клапани; I-V - патрубки

Приймачі (рис.5.6) складаються з двох половин і закріплюються на трубі за допомогою двох болтів 2 та гайок. Сітки мають отвори діаметром 8 мм при

загальній площі їх не менше подвійної площі прохідного перерізу приймального відгалуження.

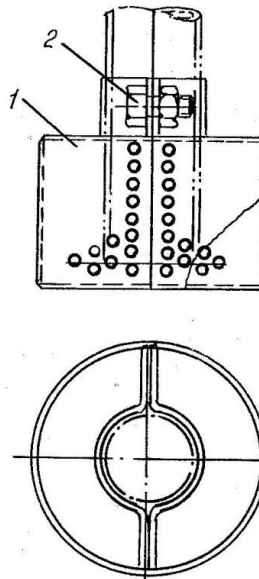


Рис 5.6 Брудозахисні елементи (приймачі) осушної системи.

1-сітка; 2- кріплення;

Для запобігання подальшого засмічення магістралі осушної системи перед насосом встановлюються дві грязьові коробки (фільтри) (рис 5.7)

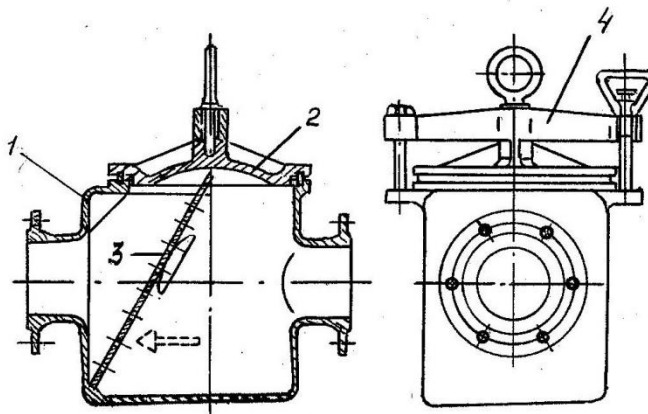


Рис 5.7 Коробка грязьова прохідна з нахиленою сіткою.

1-корпус; 2- кришка; 3- решітка; 4- поперечина;

В корпусі 1 грязьової коробки знаходиться решітка 2. Коробку очищають через отвір, що закривається кришкою 3, забезпеченою римом 4. Як приймальні сітки, так і грязьові коробки слід розміщувати в місцях, доступних до огляду та очищення.

Подача трюмних вод осушною системою здійснюється в двох напрямках, скидається в спеціальну цистерну або перекачується напряму в берегові або плавучі приймальні станції. Для керування потоками перекачки осушних вод система обладнана перепускною арматурою у вигляді трьохходового фланцевого крана з ручним приводом (рис. 5.8)

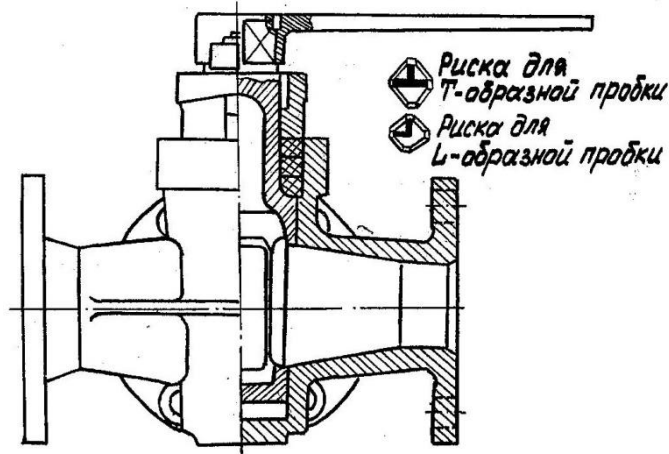


Рис. 5.8 Кран трьохходовий сальниковий фланцевий.

Вибір матеріалу і способу виготовлення труб зумовлено параметрами робочої середи. Магістральні трубопроводи у відсіках виконані з поліетиленових труб, в машинному відділенні – з алюмінієво-магнієвих.

При монтажі трубопроводів на судні доводиться з'єднувати труби між собою, в також арматурою, механізмами та іншим обладнанням. Для цього використовують з'єднувальні деталі, які зазвичай називають шляховими з'єднаннями.

З'єднання труб бувають роз'ємними і нероз'ємним. До роз'ємних відносять: фланцеві, штуцерно-торцеві, фітингові і дюрітові сполуки, а до нероз'ємних - зварні та паяні. У суднових системах головним чином застосовують роз'ємні з'єднання. Вони дозволяють під час експлуатації та ремонту системи розбирати і збирати трубопровід. Нероз'ємні з'єднання набули поширення на ділянках трубопроводів, розташованих у важкодоступних місцях і не потребують розбирання в звичайних умовах роботи системи.

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, мм:

$$S = \frac{S_0 + b + c}{1 - \left(\frac{a}{100}\right)} = \frac{1,3 + 0,208 + 3}{1 - \left(\frac{0}{100}\right)} = 4,51$$

$$S_0 = \frac{d \cdot P}{2\sigma_d \varphi + p} = \frac{210 \cdot 1}{2 \cdot 80 \cdot 1 + 1} = 1,3$$

де S_0 – теоретична товщина стінки, мм

$d = 210$ – зовнішній діаметр труби, мм

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

$\varphi = 1$ – коефіцієнт міцності, для труби.

h – надбавка, що враховує фактичне потовщення труби при згині

$\sigma_d = 80$ – нормальна допустима напружка на розтягнення, Па приймаємо для труб з вуглецевої сталі за температурою середовища до 300°C (Сталь 10)

$c = 3$ – надбавка на корозію, мм

a – мінусовий виробничий допуск на товщину труби.

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.

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

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

Визначаємо по формулі :

$$b = 0,4S_0 \frac{d}{R_n} = 0,4 \cdot 1,3 \cdot \frac{210}{525} = 0,208$$

$$R = 2,5d_s = 2,5 \cdot 210 = 525, \text{ мм}$$

де, R – середній радіус прогину труби, мм

Розрахункова товщина стінки труби всмоктуючого трубопроводу становить $S = 4,51$ мм; Стандартний зовнішній діаметр безшовної труби встановленої на вимотуючій магістралі осушної системи становить 210 мм, товщина стінки 5 мм; Виходячи з розрахункових показників міцність забезпечена.

Температура робочого середовища осушувальної системи вище $+10^{\circ}\text{C}$ і нижче $+60^{\circ}\text{C}$, оскільки транспортується морська вода. Немає необхідності виконувати розрахунок на компенсацію теплових деформацій і розраховувати товщину ізоляції.

Висновки по розділу 5

1. Згідно керуючій документації визначено основні вимоги до складу системи, кількості насосів. На основі цього з урахуванням розмірів судна та розташування вантажних відсіків та МВ розроблено аксонометричну схему осушувальної системи та визначено розрахункову ділянку.
2. Для гідравлічного розрахунок визначено діаметри магістральних трубопроводів та відростков, а також подачу насосу. Результатом гідравлічного розрахунку є побудова сумісної характеристики системи та насосу Д320-90 з застосуванням дросельної шайби на нагнітальному трубопроводі з прощено внутрішнього перерізу $0,0324 \text{ м}^2$ та внутрішнім діаметром самої шайби 0,167 м .
3. Виконано обрання арматури та виконано перевірку на міцність трубопроводу.

					КРБ.6.135.4217ст.01.05.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		80

					КРБ.6.135.4217ст.01.06.ПЗ									
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата										
Студент		Кравченко Д.Ю.				Охорона праці у машинному відділенні (МВ) судна.			Літ		Аркуш	Аркушів		
											81	7		
Керівник		Кузнєцова С.А.							НУК імені адмірала Макарова					

6. Охорона праці у машинному відділенні (МВ) судна

Охорона життя та праці на судні здійснюється за наступними керуючими документами:

- Міжнародна конвенція про охорону людського життя на морі 1974 року (СОЛОС 74). Що має структуровану форму і окремі питання розглядаються у 12 розділах. Так як машинне відділенні одно з приміщень судна але зі особливостями то до питання цього розділу можливо віднести: Розділ II-1 Конструкція – поділ на відсіки та остійність, механічне та електричне устаткування, остійність, захист від шуму – стосовно заходів зниження шуму; Розділ II-2 Конструкція – протипожежний захист, виявлення і гасіння пожежі, засоби зв'язку пожежників.[22]

- Міжнародний кодекс з управління безпекою (МКУБ). Цей кодекс має основні вимоги до керування безпекою на судні. Він регламентує безпеку проведення робіт на судні і в МВ та відповідальність за невиконання.

Виконавши аналіз причин небезпек у машинному відділенні їх можливо поділити на наступні :

- Організаційні, що вказують на необхідність інструктажів з питань охорони праці з звертанням додаткової уваги на порушення вимог інструкцій, правил, норм, стандартів; порушення технологічних регламентів, правил експлуатації устаткування, транспортних засобів, інструментів; порушення норм і правил проведення під час проведення ремонту або обслуговування устаткування; недостатній технічний нагляд керівників при проведенні небезпечних роботами, або задіяння не компетентного складу бригади; використання устаткування, механізмів та інструменту не за призначенням.
- Санітарно-гігієнічні: наявність шкідливих речовин у повітря, як що вентиляція не працює у необхідному режимі; недостатнє чи нерациональне освітлення робочих поверхонь, приладів, обладнання; підвищені рівні шуму, вібрації, інфра та ультразвуку; незадовільні мікрокліматичні умови; наявність різноманітних теплових випромінювань вище допустимих значень.

					КРБ.6.135.4217ст.01.06.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		82

- Психофізіологічні причини: помилкові дії внаслідок втоми працівників через надмірну важкість і напруженість роботи, особливо під час аварійних ситуацій; монотонність праці; необережність. [23]

Крім наведених причин дуже важливо враховувати, що в машинному відділенні знаходяться обладнання з високим тиском середовища у них. Крім судових котлів на судні знаходяться балони стиснутого повітря в яких тиск буває набагато вище ніж 1-5 МПа. Так наприклад судові двигуни, як головні так і двигуни ДГ використовують тиск 3 МПа. Тому для безпечної експлуатації вони обладнуються приладами контролю.[12] Матеріали повинні враховувати місця розташування. Так при імовірності потрапляння на них морської води вони виготовляються з антикорозійного матеріалу або мають додаткове захисне покриття.

Шум, вібрація, ультразвук в значній мірі впливають на самопочуття екіпажу. Вони передаються двома способами по повітрю або при прямому контакті, наприклад завдяки рук що знаходяться на елементах СЕУ, що вібрують.

Тому при проектуванні та розташуванні враховують значні швидкості руху газів від двигунів 20-40 м/с та котлів 10-15 м/с. Для зменшення появи шуму та вібрації газопроводи бажано розташовувати вертикально з мінімальною кількістю поворотів особлива на 90°. Зниження шуму в газоходах ДГ і ГД даного судна досягається наявністю спеціальних елементів глушників.

Звукові явища, також присутні у всіх елементах з елементами що обираються. Помірний рівень шуму та вібрації характерні для головних малообертових дизельних двигунів у яких частота обертання менша 250 хв⁻¹, а на судні для перевезення важких вантажів, що розглядається більшу частину двигун працює з частотою 83 хв⁻¹. Більший вплив мають двигуни електрогенераторів які мають частоту 720 хв⁻¹ і потребують встановлення амортизаторів.

Взагалі у МВ є багато елементів що можуть бути джерелами шуму, вібрації та інших звукових впливів, тому такі приміщення по-перше повинні мати звукоізоляцію завдяки використанню звукопоглинаючих матеріалів.

					КРБ.6.135.4217ст.01.06.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		83

При тривалому знаходженні людей у цьому приміщенні радять використовувати спеціальні глушники аеродинамічного шуму, засоби індивідуального захисту (навушники, протишумні каски, спеціальний протишумний одяг).

Із ручних віброуючих приладів можна привести в приклад відбійний молоток, дрель, брандспойт. Вони впливають на руки людини (локальна дія). Для зменшення контактного способу передачі можливо поліпшення автоматизації, контролю, своєчасного кваліфікованого обслуговування для зменшення ремонтних або аварійних ситуацій з використанням цих приладів.

Джерелами шуму на суді є і самі системи наприклад вентиляція. Тому зазвичай у машинного відділенні використовують загальнообмінну, місцеву, припливну і витяжну та припливно-витяжну вентиляції. Використання інвенторних вентиляторів, дозволяє виконувати більш плавно зміни потужності та частоти обертання що зменшує шум.

Значення рівня шуму в МВ повинен підтримуватися в діапазоні частот від 63 до 8000 Гц та перевищувати 85Дб. При застосуванні класу автоматизації А1 пост керування повинен бути обладнаний звукоізоляцією.

Вібрація порушує гостроту зору, послаблює пам'ять, значною мірою впливає на судини серця спричиняє спазми. Методи боротьби схожі з розглянутими вище по шуму, зменшення частоти та плавність у регулюванні.

Вібрація пов'язана з роботою дизельних двигунів, валопроводу і інших елементів СЕУ, що мають деталі що обертаються. Відповідно до норми по обмеженню загальних вібрацій по підлозі, загороджувальних конструкцій і т.п.) встановлюють величину логарифмічного рівня коливальної швидкості в основних діапазонах із середньгеометричними значеннями: 2, 4, 8, 16, 32, 63 Гц, а норма по обмеженню локальної вібрації в октавних смугах частот із середньгеометричними значеннями: 16, 32, 63, 125, 250, 500, 1000 Гц (гігієнічні норми встановлені для тривалості робочої зміни 8 годин.). Власні частоти більшості внутрішніх органів людини 6-9 Гц, голови 25-30 Гц.

Для безпечної роботи у цьому приміщенні необхідно підтримувати мікроклімат для людей, що складається з наступних параметрів : температури,

					КРБ.6.135.4217ст.01.06.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		84

відносної вологості, швидкості руху повітря та його хімічний склад.

Мікрокліматичні умови в приміщенні морських суден при роботі вентиляції й опалення (СП2641-82) [25] наведені в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1. Мікрокліматичні умови в приміщенні морських судів при роботі вентиляції й опалення.

Приміщення	Тип системи	Зимовий період			Літній період	
		$t_{вп}, ^\circ\text{C}$	$\varphi_{вп}, \text{м/с}$	$V_{вп}, \text{м/с}$	$t_{вп}, ^\circ\text{C}$	$V_{вп}, \text{м/с}$
Житлові і суспільні, побутового обслуговування, службові з постійним перебуванням людей	Кондиціонування повітря, вентиляція	20	40-60	0,3-0,5 у роб. зоні	Не більше ніж на 5°C вище $t_{нв}^p$	До 0,5; 1,0-1,3 у робочій зоні
Службові з періодичним перебуванням людей	Вентиляція й опалення	16	40-60	0,3-0,5	Не вище 30°	1,0-1,5
Приміщення мед-блоку	Вентиляція й опалення	21	40-60	До 0,3	Не більше ніж на 5°C вище $t_{нв}^p$	До 0,7
Камбуз	Вентиляція й опалення	16	40-60	0,15-0,25	Не більше ніж на 8°C вище $t_{нв}^p$	1,5
Приміщення кисневих і ацетиленових балонів	Вентиляція й опалення	10	40-60	До 0,5	Не вище 35°C	До 0,7
Центральний пункт керування	Вентиляція й опалення	Не нижче 20	40-60	До 0,3	Не більше ніж на 5°C вище $t_{нв}^p$	До 0,7

Для зменшення температури необхідно обов'язково застосовувати теплову ізоляцію на трубопроводах особливо – паропроводах.

Температура зовнішнього слою ізоляції

$$t_3 = 50^\circ\text{C}.$$

Температура навколишнього повітря

$$t_2 = 25^\circ\text{C}.$$

Температура поверхні паропроводу

$$t_1 = 150^\circ\text{C};$$

$$d_{вн} = 50 \text{ мм};$$

$$d_3 = 58 \text{ мм}$$

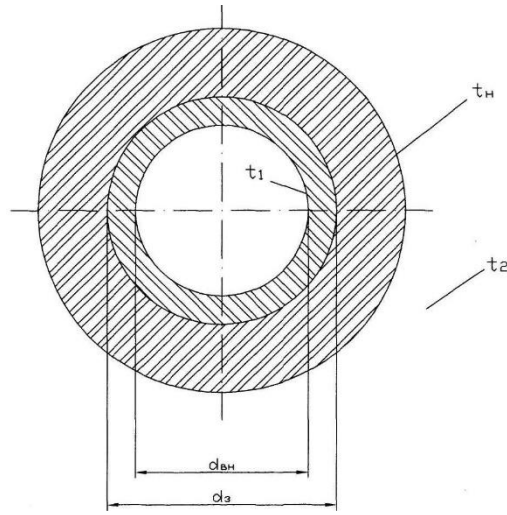


Рис.6.1 Розрахункова схема ізоляції паропроводу

Приймаємо коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні до навколишнього повітря $\alpha_2 = 12,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{С})$. Ізоляційним матеріал – спінений каучуку EUROVATEX AT [26]

Визначаємо коефіцієнт теплопровідності ізоляції:

$$\lambda_{i3} = \lambda_0 + Ct_{\text{сер}},$$

де $\lambda_0 = 0,088 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{С})$ – теплопровідність матеріалу ізоляції при 0°С ;

$$t_{\text{сер}} = \frac{t_1 + t_3}{2} = \frac{150 + 50}{2} = 100,0^\circ \text{С} \text{ – середня температура шару ізоляції.}$$

$C = 0,000189$ – температурна стала для обраного матеріалу [26] ;

$$\lambda_{i3} = 0,088 + 0,000189 \cdot t_{\text{сер}} = 0,088 + 0,000189 \cdot 100 = 0,107 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{С}).$$

Розрахункова залежність для визначення необхідного шару ізоляції:

$$\alpha_2 d_{i3} (t_3 - t_2) = (t_1 - t_2) / \left[0,5 \lambda_{i3}^{-1} \ln \left(\frac{d_{i3}}{d_3} \right) + (\alpha_2 d_{i3}^{-1}) \right];$$

Значення d_{i3} визначаємо методом ітерації :

$$12,0 \cdot 0,083 (50 - 25) = \frac{150 - 25}{0,5(0,107)^{-1} \ln \left(\frac{0,083}{0,058} \right) + (12,0 + 0,083)^{-1}}$$

$$24,9 = 24,9 \text{ приймаємо } d_{i3} = 0,083 \text{ м};$$

Коефіцієнт тепловіддачі: $\alpha_2' = \alpha_k + \alpha_s$,

$$\text{де } \alpha_k = 2,55 \sqrt[4]{t_3 - t_2} = 2,55 \sqrt[4]{50 - 25} = 5,7;$$

					КРБ.6.135.4217ст.01.06.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		86

$$\alpha_s = 4,9 \frac{\left(\frac{T_3}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4}{t_3 - t_2} = 4,9 \cdot \frac{\left(\frac{323}{100}\right)^4 - \left(\frac{298}{100}\right)^4}{50 - 25} = 6,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$\alpha_2' = 5,7 + 6,2 = 11,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Порівнюємо значення α_2' з прийнятим α_2 :

$$\alpha_2' = 11,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$\alpha_2 = 12,0 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Розходження 0,8% не перевищує 5%, тому приймаємо

Визначаємо товщину ізоляції: $S = 0,5(d_{i3} - d_3) = 0,5(0,083 - 0,058) = 0,025 \text{ м}.$

Стандартної товщини 25 мм вистачить

Зовнішній вид наведено на рис. 6.2



Рис 6.2 Зовнішній вид спіненого каучуку EUROVATEX AT

Висновок по розділу 6.

Для підтримання необхідного комфортного перебування людей у МВ та ефективній роботі двигунів. Пропонується крім застосування системи вентиляції застосовувати ізоляцію паропроводів сучасним матеріалом спіненим каучуком EUROVATEX AT товщиною 25 мм.

					КРБ.6.135.4217ст.01.06.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		87

ВИСНОВКИ

1. Для TAI XING, що має п'ять відсіків для перевезення крупногабаритних вантажів, якими можуть бути труби, а на верхній палубі ще й контейнери, має характерне розташування їх у ніс від машинного відділення та надбудови. Наявність вантажних кранів дозволяє забезпечити самостійне розвантаження, але потребує більш потужної суднової електростанції.
2. Обраний склад пропульсивної установки з 6G50ME-C9.6-HPSCR з передачею потужності на гвинт фіксованого кроку діаметром 6,9 м дозволяє забезпечити швидкість 14,5 вузлів. Наявність трьох ДГ по 816 кВт кожний та їх робота як на ходових, так і стоянкових режимах дозволяє запропонувати розглянути альтернативні джерела електричної енергії такі, як валогенератор з накопичувальними акумуляторами або вітрильні установки, що можуть розташуватися по іншому борту від кранів, а під час вантажних операцій бути спущені на палубу.
3. Як бачимо досвід двох класифікаційних товариств вдало поєднався у цьому судні. Єдино що при проектуванні на початок 2020 рік вже були більш економічні двигуни 6G50ME-C10.6-HPSCR які варто було би встановити та зменшити на 1,5-2 гр/кВт·год витрату пального.

					КРБ.6.135.4217ст.01.В	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		88

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Морські перевезення вантажів: найкращі рішення для великих товарів.
URL: <https://www.trans-agent.com.ua/morski-perevezennya-vantazhiv-najkrashhi-rishennya-dlya-velykyh-tovariv/>
2. Significant Ships of 2021 URL:
https://www.rina.org.uk/significant_ships_2021.html
3. TAI XING General Cargo Ship, IMO 9930909 URL:
<https://www.vesselfinder.com/vessels/details/9930909>
4. Артемов Г.А. Суднові енергетичні установки: навчальний посібник [Текст] / Г.А. Артемов, В.М. Горбов. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 356с
5. Горбов В.М. Основи суднової енергетики: збірник практичних занять / В.М.Горбов, І.П.Єсін, В.С.Мітенкова – Миколаїв: НУК, 2018. – 244с
6. A story of savings and sustainability AQUA Blue freshwater generators
URL: https://assets.alfalaval.com/documents/pef13d6b9/alfa-laval-aqua-blue-freshwater-generators-product-brochure-en.pdf?adobe_mc=TS%3D1747325942%7CMCMID%3D73123069889933603790776738890805270291%7CMCORGID%3D13DAABF8544828160A4C98C6%2540AdobeOrg
7. Димо Б.В. Практикум з тепломасообміну: Навчальний посібник /Б.В. Димо – Миколаїв: УДМТУ, 2003.– 136 с.
8. Alfa Laval AQUA Blue Mini E1 Single-stage freshwater generator URL:
https://assets.alfalaval.com/documents/p4945cf5/alfa-laval-product-leaflet-aqua-blue-mini-e1-product-leaflet-en-gb.pdf?adobe_mc=TS%3D1747326644%7CMCMID%3D73123069889933603790776738890805270291%7CMCORGID%3D13DAABF8544828160A4C98C6%2540Adobe
9. First High-Pressure SCR System Seals Class Approval URL: https://man-es.com/docs/default-source/press-releases-new/20200224-makita_pbst_scr-hp_en.pdf

10. Mitsui-MAN B&W 7G50ME-C9.6
URL: <https://www.seapowerhellas.gr/news/6143154eb18ab/news-6143154eb18ab.pdf>
11. MAN B&W G50ME-C9.5. Project Guide URL: https://www.academia.edu/33566549/G50ME_C
12. РЕГІСТР СУДНОПЛАВСТВА УКРАЇНИ. ПРАВИЛА КЛАСИФІКАЦІЇ ТА ПОБУДОВИ МОРСЬКИХ СУДЕН. Том 3 URL: https://www.shipregister.ua/wp-content/uploads/2022/09/PCBSSt3_2020.pdf
13. Aalborg OC-TCi URL: <https://www.alfalaval.ua/products/heat-exchanger/boilers/oil-gas-fired-composite-steam-boiler/aalborg-oc-tci/>
14. Aalborg OC URL: <https://www.alfalaval.com/products/heat-transfer/boilers/oil-gas-fired-composite-steam-boiler/aalborg-oc/>
15. Подушко Л.О. Теплофізичні властивості води і водяної пари. Довідкові матеріали. Навчальний посібник / Л.О. Подушко, Л.О.Синенко . – К. КЕФК, 2022. – 32 с.
16. HUDONG HEAVY MACHINERY Co.Ltd Main Engines URL: <https://www.cass-technava-cy.com/partners/hudong-heavy-machinery-co-ltd/>
17. Єпіфанов О.А. Тепловий розрахунок судових котлів: Навчальний посібник / О.А. Єпіфанов – Миколаїв: НУК, 2024.– 198 с.
18. International Convention for the Prevention of Pollution from Ships (MARPOL) URL: [https://www.imo.org/en/about/Conventions/Pages/International-Convention-for-the-Prevention-of-Pollution-from-Ships-\(MARPOL\).aspx](https://www.imo.org/en/about/Conventions/Pages/International-Convention-for-the-Prevention-of-Pollution-from-Ships-(MARPOL).aspx)
19. Магістральні трубопроводи. ДСТУ 4616:2006
URL: https://www.ksv.biz.ua/GOST/DSTY_ALL/DSTU2/dstu_4616-2006.pdf
20. Шевченко Т. О. Гідравліка : конспект лекцій для студентів 1–2 курсів денної та заочної форм навчання освітнього рівня «бакалавр» за спеціальністю 263 – Цивільна безпека, освітніх рівнів «бакалавр» та «спеціаліст» спеціальності 192 – Будівництво та цивільна інженерія. / Т. О. Шевченко ; Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2018. – 109 с URL: <https://core.ac.uk/download/pdf/154806424.pdf>
21. Насос Д320-90 URL: <https://agrospecteh.com.ua/ua/p1022262817-nasos-d320.html>

					КРБ.6.135.4217ст.01.Л	Арк.
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		90

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

23 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.

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

25. 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>

26. Ізоляція для паропроводів зі спіненого каучуку EUROBATX AT URL: <https://inkam.com.ua/ua/p607037004-izolyatsiya-dlya-paroprovodov.html>

					КРБ.6.135.4217ст.01.Л	Арк.
						91
Зм.	Арк.	№ Документа	Підпис	Дата		