

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.
«__» ____ 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Енергетична установка танкеру газовозу SCF LA PEROUSE
Power plant of the LNG tanker SCF LA PEROUSE

Виконав: студент 4217ст3 групи
Стефанський І.М.
(підпис) (прізвище ініціали)

Керівник роботи:
д.т.н. професор
(посада, науковий ступень вчене звання)
Чередніченко О.К.
(підпис) (прізвище ініціали)

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

С.А. Кузнецова
(підпис)

Кузнецова С.А.

«__» __ 2026 р.

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

Студенту Стефанському Ігорю Миколайовичу
(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Енергетична установка танкеру газовозу
SCF LA PEROUSE

Керівник роботи д-р. техн. наук, професор кафедри ЕСЕУ та ТЕ Чередніченко О.К.
Затверджені наказом ректора № від « » 2026 року

2. Термін подання роботи: « » 2026 року

3. Вихідні дані по роботі: дані по газовозу. Головні розміри: L 297,09 м,
B 46,40 м, T 26,50 м; дедвейт 93026 т; швидкість ходу 19,48 вуз,
склад СЕУ: 2ГД, 4ДГ, 1ДК, 2ОУ.

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) 5X72DF

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 AQ-10/12W

4.1 Загальний устрій котла

4.2 Вибір конструювальної схеми котла

4.3 Розрахунок процесу горіння

4.4 Тепловий баланс котла

4.5 Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь

Розділ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи – вантажної.

5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми

5.2 Гідравлічний розрахунок системи

5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу

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

Висновки

Список використаних джерел

5. Перелік презентаційних матеріалів:

1. Структурні схеми СЕУ, таблиця режимів роботи – 1 лист
2. Діаграми потоків теплоти СЕУ на двох режимах роботи та покази ефективності – 1 лист.
3. Поперечний розріз двигуна (ДВЗ) або проточна частина (ГТД) – 1 лист.
4. Конструювальне 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 «___» _____ 2026 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Примітки
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 _____

Керівник роботи _____

Підпис

Підпис

Стефанський І.М.

ПІБ

Чередніченко О.К.

ПІБ

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі бакалавра виконано розрахунок енергетичної установки газовозу SCF LA PEROUSE, визначено ефективність її роботи на різних режимах, визначено основні параметри головного двигуна Hyundai-WinGD 5X72DF, розраховано характеристики допоміжного котла Alfa Laval AQ-10/12, спроектована вантажна система, визначено джерела шуму і вібрації на судні та засоби їх зниження, розроблено рекомендації щодо засобів гасіння пожеж та дій екіпажу у разі їх виникнення.

Графічна частина роботи складається з 5 креслень: структурні схеми СЕУ, діаграми потоків теплоти, двигун Hyundai-WinGD 5X72DF, котел Alfa Laval AQ-10/12W, вантажна система SCF LA PEROUSE. Кваліфікаційна робота бакалавра викладена на 72 сторінках, 19 рисунків, 10 таблиць. Список використаної літератури становить 16 джерел.

Ключові слова: газовоз, суднова енергетична установка, допоміжний котел, вантажна система

ABSTRACT

In the bachelor's qualification thesis, the ship power plant of the LNG carrier SCF LA PEROUSE was analyzed and calculated. The efficiency of its operation under various operating conditions was determined, and the main parameters of the Hyundai-WinGD 5X72DF main engine were evaluated. The performance characteristics of the Alfa Laval AQ-10/12W auxiliary boiler were calculated, and the vessel's cargo handling system was designed. In addition, the sources of noise and vibration on board the ship and the methods for their reduction were identified. Recommendations regarding fire-fighting equipment and crew actions in the event of fire were also developed.

The graphical part of the thesis consists of five drawings: structural diagrams of the ship power plant, heat flow diagrams, the Hyundai-WinGD 5X72DF engine, the Alfa Laval AQ-10/12 auxiliary boiler, and the cargo handling system of the LNG carrier SCF LA PEROUSE.

The bachelor's qualification thesis comprises 72 pages, 19 figures, and 10 tables. The list of references includes 16 sources.

Keywords: LNG carrier, ship power plant, auxiliary boiler, cargo handling system.

					КРБ.6.135.4217см3.02.А.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		3

ЗМІСТ

	Стор.
Вступ	6
Розділ 1. Загальна характеристика судна та енергетичної установки	7
1.1. Загальні відомості про судно	8
1.2. Основні характеристики	8
1.3. Морехідні якості судна	9
1.4. Загальна характеристика СЕУ	10
Розділ 2. Визначення ефективності суднової енергетичної установки ...	12
2.1. Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки ...	13
2.2. Розробка структурної схеми енергетичної установки	16
2.3. Режим роботи судна та суднової енергетичної установки	16
2.4. Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи	17
Розділ 3. Визначення параметрів суднового двигуна 5X72DF	24
3.1. Загальний устрій та характеристики двигуна	25
3.2. Системи головного двигуна	28
3.3. Розрахунок робочого циклу двигуна	30
3.4. Побудова індикаторної діаграми	36
Розділ 4. Розрахунок характеристик суднового допоміжного котла	
Alfa Laval AQ-10/12	38
4.1. Загальний устрій котла	39
4.2. Вибір компоновальної схеми котла	40
4.3. Розрахунок процесу горіння	41
4.4. Тепловий баланс котла	44
4.5. Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь	45
Розділ 5. Визначення характеристик загальносуднової системи –	
вантажної	51
5.1. Розробка розгорнутої принципової схеми	52
5.2. Гідравлічний розрахунок системи	52
5.3. Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на	
міцність трубопроводу	58
Розділ 6. Охорона праці у машинному відділенні судна	62
6.1. Джерела шуму і вібрації на судні та засоби їх зниження.....	63
6.2. Засоби гасіння пожежі та дії екіпажу у разі її виникнення.....	64
Висновки	70
Список використаних джерел	71
Додатки	

ВСТУП

У даній роботі розглянута енергетична установка газовозу SCF LA PEROUSE. Оскільки в останні роки так багато уваги було зосереджено на більших розмірах газових суден, важливо пам'ятати, що оскільки менша кількість портів може вмістити гігантів, стало необхідним нове покоління суден для перевезення зрідженого природного газу.

Судно газовоз (англ. Gas carrier) – спеціально побудоване судно для перевезення зрідженого природного газу (а також зрідженого вуглеводневого газу (ЗВГ) – пропану та бутану) у танках (резервуарах).

Газовози рефрижераторного типу призначені для перевезення зрідженого природного газу (ЗПГ) при атмосферному тиску та температурі -162°C . Більшість ЗПГ-танкерів (метановозів) має місткість від 125 000 до 145 000 м³. Однак існують і судна цього типу місткістю 18 000-19 000 м³. Сучасні танкери серій Q-Flex і Q-Max здатні перевозити до 210-266 тис. м³ ЗПГ. Для транспортування ЗПГ в арктичних умовах використовують ЗПГ-танкери льодового класу (Yamalmax).

Газовоз SCF LA PEROUSE оснащено двовальною дизельною енергетичною установкою. Головні двигуни – Hyundai WinGD типу 5X72DF, потужністю – 12035 кВт кожний, що відповідають вимогам NOx Tier II.

					КРБ.6.135.4217ст3.02.В.ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4217ст3.02.01.ПЗ				
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
					Загальна характеристика судна та енергетичної установки	Літ.	Арк.	Аркушів	
Студент		Стефанський І.М.						7	5
Керівник		Чередніченко О.К.				НУК			

РОЗДІЛ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки

1.1 Загальні відомості про судно [1]

Судноплавна компанія Sovcomflot отримала судно SCF LA PEROUSE у лютому як перше з трьох LNG-танкерів класу Atlantimax місткістю 174000 м³, замовлених на південнокорейській верфі Hyundai Samho Heavy Industries. Два однотипні судна – SCF Barents та SCF Timmerman – були передані замовнику у липні 2020 року та січні 2021 року відповідно. Судно SCF La Perouse працює за тайм-чартерним контрактом з компанією Total, тоді як його однотипні судна зафрахтовані компанією Shell.

Габаритні розміри судна становлять: довжина – 297,09 м, ширина – 46,4 м, висота борту (moulded depth) – 26,5 м. Для зберігання вантажу використовується мембранна система GTT Mark III Flex, що дозволяє легко ідентифікувати судно як LNG-газовоз мембранного типу. Водночас силует судна є дещо незвичним через встановлення системи часткового повторного зрідження випаруваного газу (boil-off gas) Babcock LGE ecoSMRT. Компресорне відділення цієї системи виконане у вигляді прямокутної надбудови, розташованої перед житловою надбудовою над танком №4 та займає більшу частину правого борту палуби. Усі судна цієї серії належать до числа перших у світі, оснащених системою ecoSMRT, яка суттєво зменшує втрати вантажу під час тривалих рейсів або очікування вантажних операцій.

SCF LA PEROUSE має двоскегову конструкцію корпусу.

Судно працює під прапором Ліберії. Номер ІМО: 9849887.

1.2. Основні характеристики [1]

Довжина найбільша	297,09 м
Довжина між перпендикулярами	291,00 м
Ширина	46,40 м
Висота	
до головної палуби	26,50 м
до верхньої палуби	26,50 м
до магістральної палуби	35,50 м

					КРБ.6.135.4217см3.02.01.ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ширина подвійного борту	
бічна сторона	2,56 м
дно	3,20 м
Осадка	
розрахункова	11,52 м
вантажна	12,50 м
Валова місткість	116779 gt
Рухомий вантаж	127760 т
Легкий вантаж	34734 т
Дедвейт	
розрахунковий	81776 т
вантажний	93026 т
Швидкість судна	19,48 вуз
Об'єм вантажу	173958 м ³
Об'єм важкого палива	4879 м ³
Об'єм дизельного палива	869 м ³
Об'єм баласта	64316 м ³

1.3. Морехідні якості судна

Форма корпусу й співвідношення головних розмірів забезпечують судну відповідні ходові й морехідні якості, як у повному вантажу, так і в баласті.

Швидкість судна при тихій погоді, при хвилюванні не більше 2 балів і вітрі не більше 3 балів за шкалою Бофорта, глибині не менше 40 метрів складає 19,5 вузлів. Швидкість повинна бути досягнута на 90% навантаження при потужності двигунів 12035 кВт, при використанні важкого палива з в'язкістю 180 сСт при 50 °С. [1]

Добова витрата пального на головний двигун $G_{\text{HFO}}^{\text{ГД}} = 51,3 \text{ т / добу}$

Добова витрата пального на дизель-генератор 8L34DF $G_{\text{HFO}}^{\text{ДГ}^2} = 17,1 \text{ т / добу}$

Добова витрата пального на дизель-генератор 6L34DF $G_{\text{HFO}}^{\text{ДГ}^2} = 12,8 \text{ т / добу}$

Об'єм паливних цистерн для здійснення рейсу становить

$$\sum V_{\text{HFO}}^{\text{ХР}} = 4879 \text{ м}^3$$

					КРБ.6.135.4217см3.02.01.ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Автономність плавання на максимально навантаженому режиму за запасами палива можемо визначити за формулою, доба [2]

$$T_a = \frac{\sum V_{HFO}}{k_3 \cdot (G_{HFO}^{ГД} + \sum G_{HFO}^{ДГ}) \cdot \rho} = \frac{4879}{1,15 \cdot (51,3 + 2 \cdot 17,1 + 12,8) \cdot 0,960} = 45,$$

де $k_3 = 1,1 - 1,2$ – коефіцієнт запасу пального

Дальність плавання танкеру за запасами палива можемо визначити за формулою, милі [2]

$$S = v \cdot T_a = 19,48 \cdot 45 \cdot 24 = 21038$$

де v – середня експлуатаційна швидкість руху судна, вуз; T_a – час ходового режиму, години.

1.4. Загальні відомості про енергетичну установку

Пропульсивна установка складається з двох низьконапірних двопаливних двигунів WinGD X72DF з п'ятьма циліндрами, що працюють за циклом Отто та виготовлені компанією Hyundai за ліцензією. Потужність кожного двигуна становить 12035 кВт при частоті обертання 69 об/хв.

Судно оснащене двома гребними гвинтами фіксованого кроку діаметром 8,7 м, обладнаними фірмовими ковпаками Hyundai Hi-Fin, які зменшують вихрові потоки за гребним гвинтом і тим самим підвищують пропульсивний ККД. Пропульсивний комплекс доповнюють рулі Hyundai Hi-Fin із бульбовими насадками.

На судні встановлено чотири двопаливні дизель-генератори: по два агрегати на базі двигунів HiMSEN H35DF у семициліндровому та шестициліндровому виконанні, укомплектовані генераторами Hyundai Electric. Поєднання двопаливних енергетичних установок із комплексом енергозберігаючих рішень дозволило судну досягти показника індексу енергоефективності проєкту (EEDI) 5,19 при нормативно допустимому значенні 8,95.

					КРБ.6.135.4217см3.02.01.ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Судно має кормове розташування машинного відділення. У машинному відділенні розташовується головний двигун і інші елементи енергетичної установки, крім аварійного дизель-генератора, що встановлений в окремому приміщенні на верхній палубі.

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

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

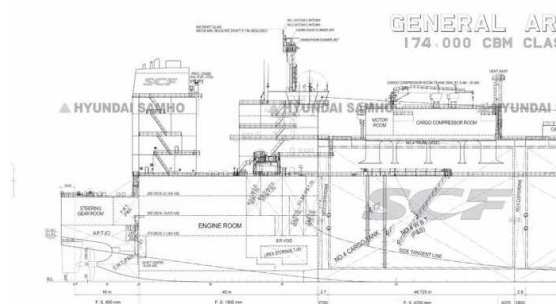


Рис. 1.3 розташування машинного відділення на танкері газовозі SCF LA PEROUSE

Висновки:

1. Танкер газовоз SCF LA PEROUSE оснащена двовальною, пропульсивною дизельною установкою, судновою електростанцією у склад якої входять 4 допоміжних та 1 аварійний ДГ, 1 ДК та 2 опріснювальні установки.
2. Особливістю ПУ є використання дизельних двигунів, що працюють за циклом Отто, гребних гвинтів, обладнаних фірмовими ковпаками Hyundai Hi-Fin та рулі Hyundai Hi-Fin із бульбовими насадками. Тобто ефективність такого комплексу повинна бути досі висока.
3. Елементи СЕУ де ГД, ДГ та ДК є двопаливними.
4. За запасами палива визначено максимальну автономність плавання – 21038 миль, та дальність плавання – 45 діб при швидкості руху 19,48 вузлів.

					КРБ.6.135.4217см3.02.01.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

					КРБ.6.135.4217ст3.02.02.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент	Стефанський І.М.				Визначення ефективності суднової енергетичної установки	Літ.	Арк.
Керівник	Чередніченко О.К.						Аркушів
							12
							12
					НУК		

Розділ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки

2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки

Головні двигуни [1,2,3]

В якості головних двигунів на судні встановлено двигуни Hyundai (HNI-EMD) типу WinGD W5X72DF. Це двопаливний двигун, який використовує технологію низького тиску WinGD, що забезпечує гнучке силове рішення, здатне ефективно, надійно та безпечно працювати як на газоподібному, так і рідкому паливі. Технологія ґрунтується на концепції газової системи низького тиску. Ця система має конкурентоспроможні початкові інвестиції і відповідає вимогам викидів Tier III без будь-якої зовнішньої системи доочищення вихлопних газів. Технологія X-DF пропонує гнучкість майбутнього палива з низьким рівнем викидів для більш чистого повітря вже сьогодні.

Це п'ятициліндровий, реверсивний, двотактний, супердовгоходовий, рядними, з наддувом, з водяним охолодженням, з турбокомпресором та електронним керуванням.

У додатку 2. представлені технічні дані по даному двигуну.

Головні суднові передачі, муфти, валопроводи та рушії

Валопровід включає: гребний гвинт, гребний вал, дейдвудний пристрій, опорні підшипники, масляну систему змащування та охолодження, стопорний пристрій.[1]

Гребний та проміжний вали виконані кованими з конструкційної сталі. Гребний вал - безфланцевий з насадженою на нього муфтою для з'єднання з проміжним валом. Головний упорний підшипник вбудований в двигун.

В якості рушія на судні встановлений два гребних гвинта фіксованого кроку діаметром 8,7 м кожен, виготовлені з нікель-алюмінія-бронзи.

Діаметри валів визначимо згідно методики, наведеній у Регістрі судноплавства України том 3 [4]. Приймаємо, що гребний вал зроблено зі сталі категорії міцності КМ-25, а проміжний вал – КМ-23 ($R_{гв} = 480 \text{ МПа}$ та $R_{пв} =$

					КРБ.6.135.4217см3.02.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

440 МПа відповідно) розрахунок на міцність доцільно проводити на номінальну потужність при 100% навантаженні ГД $N_e = 18200$ кВт при відповідній частоті обертання $n = 69$ хв⁻¹. Приймаємо коефіцієнти, що враховують особливості пропульсивноно комплексу: $F = 100$ для дизельних установок з прямою передачею; $k = 1,22$ – коефіцієнт, що враховує конструкцію з'єднання валу та гребного гвинта. Отже найменший припустимий діаметр обчислюється таким чином, мм:

$$d_{np} \geq F \sqrt[3]{\frac{N_e}{n_{ВП}}} \geq 100 \sqrt[3]{\frac{12035}{69}} \geq 558,72$$

Мінімальний розрахунковий діаметр гребного валу, мм:

$$d_{min} \geq F \cdot k \cdot \sqrt[3]{\frac{N_e}{n_{ВП}}} \geq 100 \cdot 1,22 \cdot \sqrt[3]{\frac{12035}{69}} \geq 681,65$$

Розрахункові діаметри валів, мм:

$$d_p^{cp} = d_{min} \sqrt[3]{560 / (R_{ГВ} + 160)} = 681,65 \cdot \sqrt[3]{560 / (480 + 160)} = 652,01$$

$$d_p^{np} = d_{np} \sqrt[3]{560 / (R_{ПВ} + 160)} = 641 \cdot \sqrt[3]{560 / (440 + 160)} = 545,65$$

де d_3 – зменшений діаметр валу, мм; d – розрахунковий діаметр валу, мм;

Приймаємо найближче більше значення згідно таблиці номральних діаметрів для валів [4]: діаметр гребного валу $d_{cp} = 550$ мм; · діаметр проміжного валу $d_{np} = 660$ мм. До допоміжного обладнання валопроводу належать: валоповоротний пристрій з електричним приводом, що використовується для прокручування вала після зупинки двигуна задля уникнення прикипання масляної плівки в підшипниках, і гальмівний пристрій, призначений для фіксації валопроводу при аварійних ситуаціях або в період ремонту

Суднова електростанція [1,2,5]

До складу суднової електростанції входять 4 синхронні електричні генератори. Два потужністю по 3242 кВт кожен і два потужністю 2779 кВт кожен частотою обертання 720 об/хв.

					КРБ.6.135.4217см3.02.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Основні характеристики приводних двигунів наведені у додатку 3

Модель приводних теплових двигунів – Hyundai HiMSEN 7H35DF / Hyundai HiMSEN 6H35DF. Це двопаливні, чотирьохтактні, рядні, нереверсивні простої дії дизельні двигуни, що змонтовані на одній фундаментній рамі з генератором, установленою на амортизаторах. Хід поршня 400 мм, діаметр циліндра 340 мм.

Допоміжна котельна установка [1,2,6]

На судні встановлено допоміжний автоматизованих, з примусовою циркуляцією котел фірми Alfa Laval Aalborg AQ-10/12W.

Таблиця 2.1. Основні характеристики допоміжного котла

Паропродуктивність, кг/год	7500
Тиск, МПа	0,7
Температура живильної води, °C	40
ККД	0,82

Опріснювальна установка

Визначаємо продуктивність установки враховуючи потреби СЕУ та людей на судні [7].

$$D_s^{OY} = (10^{-3} \cdot 24 \cdot \alpha \cdot [\sum D_{\Pi}^{DK}]) + 10^{-3} \cdot w \cdot n_e \cdot 2 =$$

$$= (10^{-3} \cdot 24 \cdot 0,01 \cdot [7500] + 40 \cdot 300 \cdot 10^{-3}) \cdot 2 = 27,6 \text{ т/добу}$$

де 24 – враховує кількість годин на добу; $\alpha = 0,005-0,01$ – коефіцієнт продувки ДК [4]; $w = 240...300$ – норма води на 1 члена екіпажу на добу, кг/добу; n_e – кількість постійно перебуваючих на судні членів екіпажу включає ремонтну бригаду, чол.; 2 – враховує необхідність поповнення добових витрат води при 12 годинному режимі роботи ОУ [7,8].

Для даного судна обираємо опріснювальну установку типу AQUA 90 фірми Alfa Laval AQUA Blue E1 S-type, яка в залежності від температури теплоносія і охолоджувальної води має продуктивність від 5 т/добу до 60 т/добу,

					КРБ.6.135.4217см3.02.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

із солевмістом дистилляту не більше 2 мг/л.

2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки

Структурна схема енергетичної установки представлена на рис. 2.1.

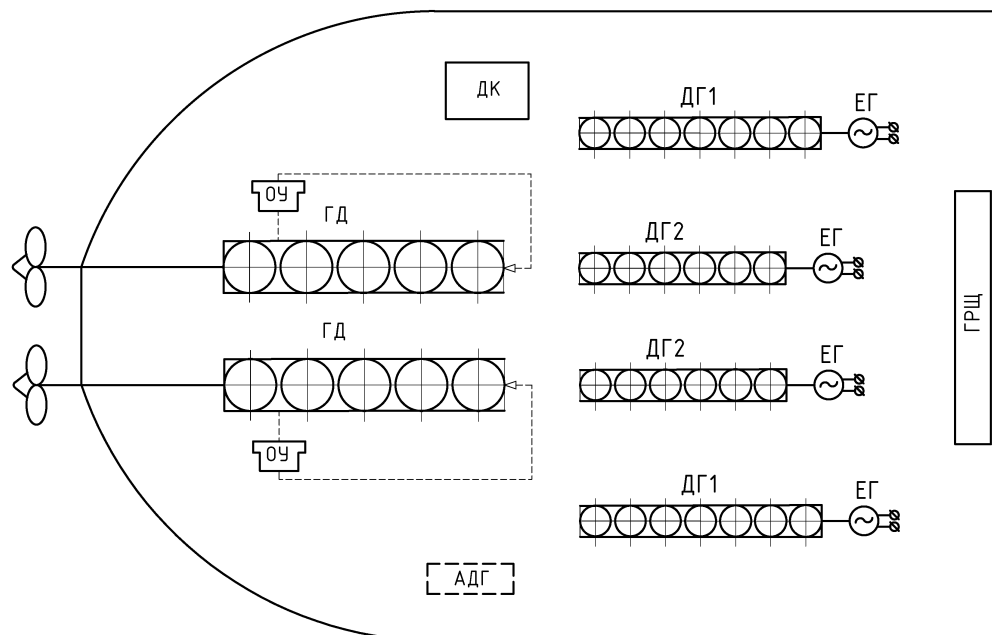


Рис. 2.1. Структурно-функціональна схема суднової енергетичної установки
такера газовозу SCF LA PEROUSE:

ГД – головний двигун, ОУ – опріснювальна установка, ДК – допоміжний котел,
ДГ – дизель-генератор, ЕГ – електрогенератор, АДГ – аварійний дизель-
генератор.

2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

Оснащення (кількість)	Ходовий з вантажем	Стоянка з вантажем	Стоянка без вантажу	Аварійний
2 ГД	+(2)	--	--	--
2 ДГ1 (3242) 2 ДГ2 (2779)	ДГ1(2) ДГ2(1)	ДГ1(2) ДГ2(1)	-- ДГ2(2)	--
ДК	+	+	+	--
2 ОУ	+(2)	--	--	--
АДГ	--	--	--	+

2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи [9]

Розрахуємо потоки теплоти в головному двигуні

Розрахуємо потоки теплоти в головному двигуні:

Теплота, яка виділилася при спалюванні палива, кВт

$$Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ГД}} = g_e N_e Q_i^r = 0,1776 \cdot 12035 \cdot 42700/3600 = 25352 \text{ кВт};$$

$$G_{\text{ПАЛ}}^{\text{ГД}} = g_e N_e = 0,1776 \cdot 12035/3600 = 0,594 \text{ кг/с.}$$

Теплота, яка втрачається з відпрацьованими газами:

$$\begin{aligned} Q_{\text{Г}}^{\text{ГД}} &= G_{\text{Г}} c_{\text{рГ}} T_{\text{Г}} - G_{\text{ПОВ}} c_{\text{рПОВ}} T_{\text{ПОВ}} = \\ &= 22,24 \cdot 1,13 \cdot 523 - 21,65 \cdot 1,01 \cdot 310 = 6365 \text{ кВт} \end{aligned}$$

де $G_{\text{Г}}$, $G_{\text{ПОВ}}$ – кількість відпрацьованих газів і повітря двигуна.

$$G_{\text{ПОВ}} = \alpha_{\Sigma} L_0 g_e N_e = 2,55 \cdot 14,3 \cdot 0,1776 \cdot 12035/3600 = 21,65 \text{ кг/с};$$

$$\begin{aligned} G_{\text{Г}} &= G_{\text{ПОВ}} + G_{\text{ПАЛ}} = g_e N_e (1 + \alpha_{\Sigma} L_0) = \\ &= 0,1776 \cdot 12035 (1 + 2,55 \cdot 14,3)/3600 = 22,24 \text{ кг/с.} \end{aligned}$$

Теплота, яка відбирається від наддувочного повітря:

$$Q_{\text{Н.ПОВ.}}^{\text{ГД}} = G_{\text{ПОВ}} c_{\text{рПОВ}} (T_{\text{К}} - T_{\text{ПОВ}}) = 21,65 \cdot 1,01 (444 - 310) = 2930 \text{ кВт}$$

де $T_{\text{К}}$ – температура повітря після наддувочного компресора.

$$\begin{aligned} T_{\text{К}} &= T_{\text{ПОВ}} + \Delta T = T_{\text{ПОВ}} \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\text{К}}} \right] = \\ &= 310 \left[1 + (3,755^{0,286} - 1) \frac{1}{0,86} \right] = 444 \text{ К}; \end{aligned}$$

Втрати теплоти від розсіювання в навколишнє середовище є залишковим членом балансу і складають 1,5...2,0 % від:

$$Q_{\text{ЗАЛ}}^{\text{ГД}} = 0,015 Q_{\text{ПАЛ}} = 0,015 \cdot 25352 = 380 \text{ кВт.}$$

Для визначення $Q_{\text{пр.в.}}$ і $Q_{\text{м}}$ у разі відсутності результатів теплотехнічних випробувань конкретного двигуна використовують статистичні дані, згідно яких втрати теплоти з прісною водою складають 8..14 %, з маслом – 3,5...7,0 % від кількості теплоти, яка виділиться при спалюванні палива в теплових двигунах. В даному випадку для СОД приймемо 10 % втрат теплоти з прісною водою і 3.5 % - з маслом. Тобто:

					КРБ.6.135.4217см3.02.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

$$Q_{\text{ПР.В}}^{\text{ГД}} = 0,10 \cdot Q_{\text{ПАЛ}} = 0,10 \cdot 25352 = 2535 \text{ кВт};$$

$$Q_{\text{М}}^{\text{ГД}} = 0,043 \cdot Q_{\text{ПАЛ}} = 0,043 \cdot 25352 = 1090 \text{ кВт}.$$

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для головного двигуна:

$$Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ГД}} = N_e + Q_{\text{Г}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{Н.ПОВ.}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{ПР.В}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{М}}^{\text{ГД}} + Q_{\text{ЗАЛ}}^{\text{ГД}},$$

$$25352 = 12035 + 6365 + 2930 + 2535 + 1090 + 380$$

$$25352 = 25335$$

Нев'язка балансу складає 0,07 %, допустимий небаланс – 0,5 %.

Опріснювальна установка

З попередніх розрахунків відомо, що від прісної води системи охолодження ГД для отримання дистилату в ОУ надходить $Q_{\text{ПР.В}}^{\text{ГД}} = 2535 \text{ кВт}$. Перепад температур гарячої прісної води і заборотної води у випарнику прийнятий 20 град, забортна вода кипітиме при 45 град. За таблицями водяної пари визначаємо відповідний тиск цієї вторинної пари і далі ентальпії сухої насиченої пари та морської води, з якої утворюється дистилат.

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

$$Q_{\text{ОУ}} = D_{\text{ОУ}}(i'' - i_{\text{З.В.}}) = 27,6 \cdot 10^3 (2609 - 251,1) / 24 / 3600 = 410 \text{ кВт}.$$

ККД опріснювальної установки становить:

$$\eta_{\text{ОУ}} = \frac{Q_{\text{ОУ}}}{Q_{\text{ПР.В}}} = \frac{410}{2535} = 0,16$$

Потоки теплоти в дизель-генераторі 7НЗ4ДФ

Розрахунок потоків теплоти в первинному тепловому двигуні ДГ аналогічні розрахункам для головного двигуна.

Теплота, яка виділилася при спалюванні палива, кВт:

$$Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ}} = g_e N_e Q_i^r = 0,186 \cdot 3360 \cdot 42700 / 3600 = 7413 \text{ кВт};$$

$$G_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ}} = g_e N_e = 0,186 \cdot 3360 / 3600 = 0,174 \text{ кг/с}.$$

					КРБ.6.135.4217см3.02.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Теплота, яка втрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_{\Gamma}^{\text{ДГ}} = G_{\Gamma} c_{p\Gamma} T_{\Gamma} - G_{\text{ПОВ}} c_{p\text{ПОВ}} T_{\text{ПОВ}} = \\ = 5,63 \cdot 1,131 \cdot 573 - 5,46 \cdot 1,01 \cdot 310 = 1939 \text{ кВт}$$

де G_{Γ} , $G_{\text{ПОВ}}$ – кількість відпрацьованих газів і повітря двигуна.

$$G_{\text{ПОВ}} = \alpha_{\Sigma} L_0 g_e N_e = 2,2 \cdot 14,3 \cdot 0,186 \cdot 3360 / 3600 = 5,46 \text{ кг/с};$$

$$G_{\Gamma} = G_{\text{ПОВ}} + G_{\text{ПАЛ}} = g_e N_e (1 + \alpha_{\Sigma} L_0) = \\ = 0,186 \cdot 3360 (1 + 2,2 \cdot 14,3) / 3600 = 5,63 \text{ кг/с}.$$

Теплота, яка відбирається від наддувочного повітря:

$$Q_{\text{Н.ПОВ.}}^{\square} = G_{\text{ПОВ}} c_{p\text{ПОВ}} (T_{\text{К}} - T_{\text{ПОВ}}) = 5,46 \cdot 1,01 \cdot (461 - 310) = 833 \text{ кВт}$$

де $T_{\text{К}}$ – температура повітря після наддувочного компресора:

$$T_{\text{К}} = T_{\text{ПОВ}} + \Delta T = T_{\text{ПОВ}} \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\text{К}}} \right] = \\ = 310 \left[1 + (3,5^{0,286} - 1) \frac{1}{0,88} \right] = 461 \text{ К};$$

Втрати теплоти від розсіювання в навколишнє середовище є залишковим членом балансу і складають 1,5...2,0 % від:

$$Q_{\text{ЗАЛ}}^{\text{ДГ}} = 0,015 Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ}} = 0,015 \cdot 7413 = 111 \text{ кВт}.$$

У разі відсутності результатів теплотехнічних випробувань конкретного двигуна використовують статистичні дані, згідно яких втрати теплоти з прісною водою складають 8...14 %, з маслом – 3,5...7,0 % від кількості теплоти, яка виділиться при спалюванні палива в теплових двигунах. В даному випадку для ВОД приймемо 14 % втрат теплоти з прісною водою і 6,2 % - з маслом. Тобто:

$$Q_{\text{пр.в}} = 0,11 \cdot Q_{\text{ПАЛ}} = 0,11 \cdot 7413 = 815 \text{ кВт}.$$

$$Q_{\text{М}} = 0,047 \cdot Q_{\text{ПАЛ}} = 0,047 \cdot 7413 = 348 \text{ кВт}.$$

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для ДВС, який приводить електрогенератор (верхні індекси «ДГ» опущені):

$$Q_{\text{ПАЛ}} = N_e + Q_{\Gamma} + Q_{\text{Н.ПОВ.}} + Q_{\text{пр.в.}} + Q_{\text{М}} + Q_{\text{ЗАЛ}},$$

$$7413 = 3360 + 1939 + 833 + 815 + 348 + 111$$

$$7413 = 7406$$

Нев'язка балансу складає 0,09%, допустимий небаланс –0.5 %.

					КРБ.6.135.4217см3.02.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

Потужність електрогенератора

$$P_{e\epsilon}^{ДГ} = N_e \cdot \eta_{e\epsilon} = 3360 \cdot 0,96 = 3242 \text{ кВт.}$$

Потоки теплоти в дизель-генераторі 6НЗ4ДФ

Розрахунок потоків теплоти в первинному тепловому двигуні ДГ аналогічні розрахункам для головного двигуна.

Теплота, яка виділилася при спалюванні палива, кВт:

$$Q_{ПАЛ}^{ДГ} = g_e N_e Q_i^r = 0,186 \cdot 2880 \cdot 42700/3600 = 6354 \text{ кВт};$$

$$G_{ПАЛ}^{\square} = g_e N_e = 0,186 \cdot 2880/3600 = 0,1488 \text{ кг/с.}$$

Теплота, яка втрачається з відпрацьованими газами:

$$\begin{aligned} Q_{Г}^{ДГ} &= G_{Г} c_{pГ} T_{Г} - G_{ПОВ} c_{pПОВ} T_{ПОВ} = \\ &= 4,83 \cdot 1,131 \cdot 573 - 4,68 \cdot 1,01 \cdot 310 = 1665 \text{ кВт} \end{aligned}$$

де $G_{Г}$, $G_{ПОВ}$ – кількість відпрацьованих газів і повітря двигуна.

$$G_{ПОВ} = \alpha_{\Sigma} L_0 g_e N_e = 2,2 \cdot 14,3 \cdot 0,186 \cdot 3360/3600 = 4,68 \text{ кг/с};$$

$$\begin{aligned} G_{Г} &= G_{ПОВ} + G_{ПАЛ} = g_e N_e (1 + \alpha_{\Sigma} L_0) = \\ &= 0,186 \cdot 3360(1 + 2,2 \cdot 14,3)/3600 = 4,83 \text{ кг/с.} \end{aligned}$$

Теплота, яка відбирається від наддувочного повітря:

$$Q_{Н.ПОВ.}^{ДГ} = G_{ПОВ} c_{pПОВ} (T_{К} - T_{ПОВ}) = 4,68 \cdot 1,01 \cdot (461 - 310) = 714 \text{ кВт}$$

де $T_{К}$ – температура повітря після наддувочного компресора:

$$\begin{aligned} T_{К} &= T_{ПОВ} + \Delta T = T_{ПОВ} \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{К}} \right] = \\ &= 310 \left[1 + (3,5^{0,286} - 1) \frac{1}{0,88} \right] = 461 \text{ К}; \end{aligned}$$

Втрати теплоти від розсіювання в навколишнє середовище є залишковим членом балансу і складають 1,5...2,0 % від:

$$Q_{ЗАЛ}^{ДГ} = 0,015 Q_{ПАЛ}^{ДГ} = 0,015 \cdot 6354 = 93 \text{ кВт.}$$

У разі відсутності результатів теплотехнічних випробувань конкретного двигуна використовують статистичні дані, згідно яких втрати теплоти з прісною водою складають 8...14 %, з маслом – 3,5...7,0 % від кількості теплоти, яка

					КРБ.6.135.4217см3.02.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

виділиться при спалюванні палива в теплових двигунах. В даному випадку для ВОД приймемо 14 % втрат теплоти з прісною водою і 6,2 % - з маслом. Тобто:

$$Q_{\text{пр.в}} = 0,11 \cdot Q_{\text{ПАЛ}} = 0,11 \cdot 6354 = 699 \text{ кВт.}$$

$$Q_{\text{М}} = 0,047 \cdot Q_{\text{ПАЛ}} = 0,047 \cdot 6354 = 348 \text{ кВт.}$$

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для ДВС, який приводить електрогенератор (верхні індекси «ДГ» опущені):

$$Q_{\text{ПАЛ}} = N_e + Q_{\text{Г}} + Q_{\text{н.пов.}} + Q_{\text{пр.в.}} + Q_{\text{М}} + Q_{\text{ЗАЛ}},$$

$$6354 = 2880 + 1665 + 714 + 699 + 299 + 93$$

$$6354 = 6350$$

Нев'язка балансу складає 0,06%, допустимий небаланс –0.5 %.

Потужність електрогенератора

$$P_{\text{ег}}^{\text{ДГ}} = N_e \cdot \eta_{\text{ег}} = 2880 \cdot 0,96 = 2779 \text{ кВт.}$$

Допоміжний котел

Кількість теплоти, що витрачено для здобуття насиченої пари

$$Q_s^{\text{ДК}} = D_s^{\text{ДК}} (i'' - i_{\text{ж.в}}) = 7500 \cdot (2760,1 - 167,45) / 3600 = 5401 \text{ кВт}$$

Кількість теплоти, яка виділилася при спалюванні палива в котлі:

$$Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДК}} = \frac{Q_s^{\text{ДК}}}{\eta_{\text{ДК}}} = \frac{5401}{0,82} = 6587 \text{ кВт}$$

Ходовий режим

З таблиці режимів роботи бачимо, що на ходовому режимі працюють головні двигуни, 3 дизель-генератори, опріснювальні установки та допоміжний котел.

Потужність ГД через муфту розподіляється через валопровід на рушій, де існують втрати механічної енергії, що переходять в теплову.

Втрати енергії на валопроводі

$$Q_{\text{ен}} = N_e^{\text{ГД}} \cdot (1 - \eta_{\text{ен}}) = 12035 \cdot (1 - 0,99) = 120 \text{ кВт.}$$

					КРБ.6.135.4217см3.02.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

До рушія підводиться потужність N_{en}

$$N_{\epsilon} = N_{en} - Q_{\epsilon n} = 12035 - 120 = 11915 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{\epsilon \phi} = 0,3 \cdot 11915 = 3575 \text{ кВт.}$$

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

$$N_R = N_{\epsilon} - Q_{\epsilon \phi} = 11915 - 3575 = 8340 \text{ кВт.}$$

ККД пропульсивного комплексу визначимо

$$\eta_e^{\text{ПК}} = \frac{N_R}{Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}}} = \frac{8340}{25352} = 0,33$$

Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ на ходовому режимі

$$\begin{aligned} (\eta_{\text{квт}}^{\text{сеу}})_{\text{хр}} &= \frac{2N_R + 2P_e^{\text{ДГ1}} + P_e^{\text{ДГ2}} + 2Q_{\text{ОУ}} + Q_s^{\text{ДК}}}{2Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + 2Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ1}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ2}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \\ &= \frac{2 \cdot 8340 + 2 \cdot 3242 + 2779 + 2 \cdot 410 + 5401}{2 \cdot 25352 + 2 \cdot 7413 + 6354 + 6587} = 0,41 \end{aligned}$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на ходовому режимі

$$\begin{aligned} (\eta_e^{\text{сеу}})_{\text{хр}} &= \frac{2N_R + 2P_e^{\text{ДГ1}} + P_e^{\text{ДГ2}}}{2Q_{\text{пал}}^{\text{ГД}} + 2Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ1}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ2}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{2 \cdot 8340 + 2 \cdot 3242 + 2779}{2 \cdot 25352 + 2 \cdot 7413 + 6354 + 6587} \\ &= 0,33 \end{aligned}$$

Режим стоянки без вантажних операцій

З таблиці режимів роботи бачимо, що на стоянковому режимі без вантажних операцій працюють допоміжний котел та 2 дизель-генератора.

Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ на стоянковому режимі

$$(\eta_{\text{квт}}^{\text{сеу}})_{\text{ст}} = \frac{2P_e^{\text{ДГ2}} + Q_s^{\text{ДК}}}{2Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ2}} + Q_{\text{пал}}^{\text{ДК}}} = \frac{2 \cdot 2779 + 5401}{2 \cdot 6354 + 6587} = 0,57$$

					КРБ.6.135.4217см3.02.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на стоянковому режимі

$$(\eta_e^{cey})_{ст} = \frac{2P_e^{ДГ}}{2Q_{пал}^{ДГ} + Q_{пал}^{ДК}} = \frac{2 \cdot 2779}{2 \cdot 6354 + 6587} = 0,29$$

Висновки:

1. Для визначення ефективності СЕУ виконані розрахунки теплових балансів елементів СЕУ. Визначені КВТ та ККД установки на ходовому режимі та стоянковому режимі без вантажних операцій, значення яких становить відповідно – 0,41 та 0,33 для ходового режиму та 0,57 і 0,29 для стоянкового.

2. Додатково з наведеної інформації можливо отримати значення ККД що надають уяву про ефективність окремих елементів установки.

3. Аналіз результатів перших двох пунктів покладено у обґрунтування наступних шляхів підвищення ефективності СЕУ з метою зниження витрати пального.

4. У розділі визначено діаметри валів валопроводу з урахуванням конкретного матеріалу та вимог до міцності, що відносилися до невизначених моментів. Результати наступні: гребний вал діаметром 550 мм виконано зі сталі категорії міцності КМ-25, а проміжний діаметром 660 мм – з КМ-23.

5. Додатково з урахуванням потреб у прісної води на членів екіпажу, потреб СЕУ та судна у цілому визначено продуктивність 27-28 т /добу, а у розрахунках використовуємо 27,6 т /добу

					КРБ.6.135.4217см3.02.02.ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4217ст3.02.03.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Визначення параметрів суднового двигуна WinGD 5X72DF		
Студент		Стефанський І.М.					
Керівник		Чередніченко О.К.					
					Літ.	Арк.	Аркушів
						24	14
					НУК		

РОЗДІЛ 3. Визначення параметрів суднового двигуна 5X72DF

3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна. [3]

W5X72DF – двотактний малообертовий двигун фірми Winterthur Gas & Diesel Ltd., потужністю 12035 кВт. Частота обертання становить 69 хв^{-1} . Середній ефективний тиск – 1,57 МПа. Маса двигуна – 470 т. Діаметр циліндра – 720 мм, хід поршня – 3086 мм. Витрата палива – $177,6 \text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$.

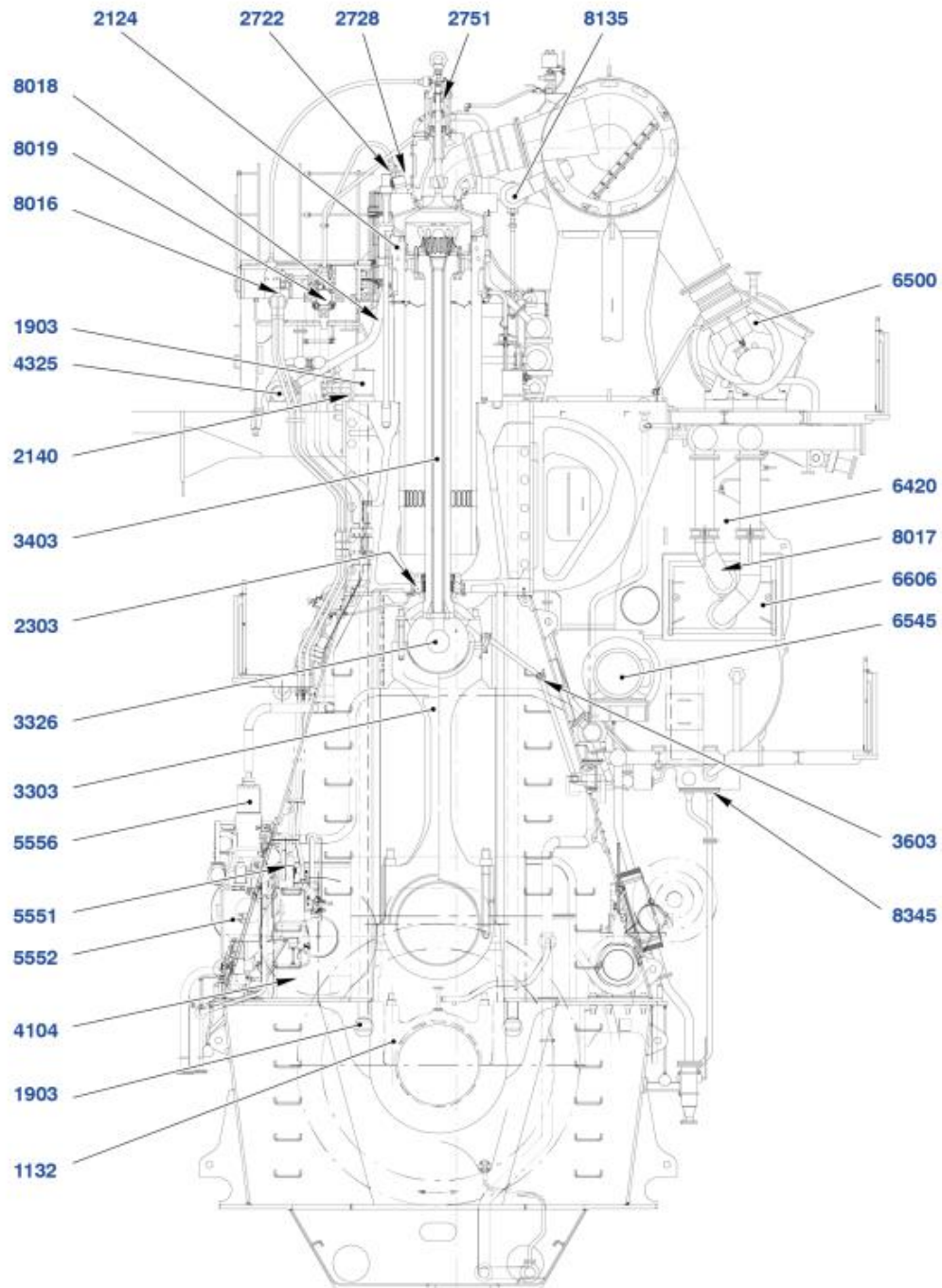


Рис.3.1. Поперечний переріз двигуна

					КРБ.6.135.4217см3.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

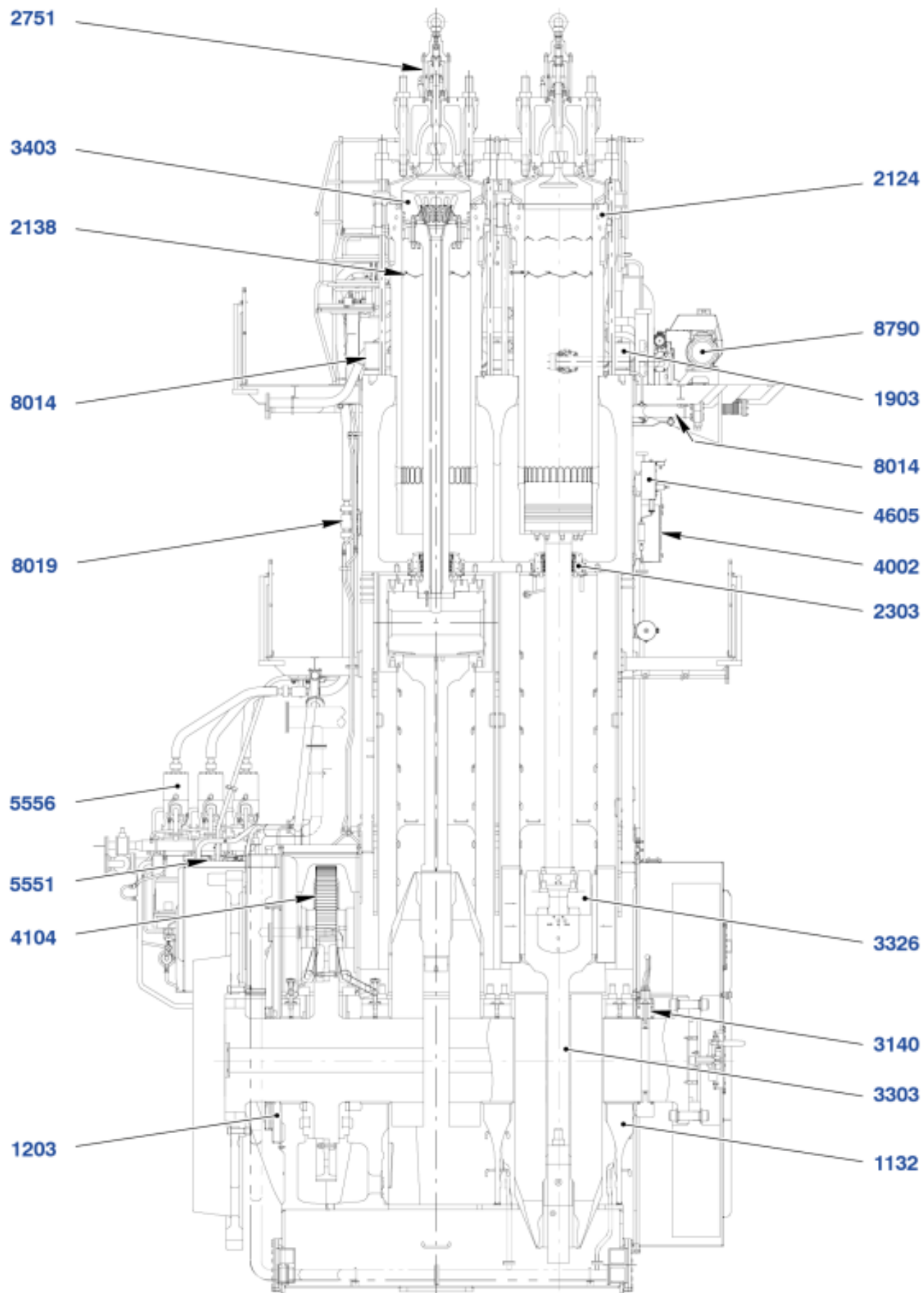


Рис.3.2. Повздовжній вид двигуна

					КРБ.6.135.4217см3.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

Упорний підшипник встановлюється на колінчастому валу з боку двигуна. Фланець упорного підшипника (014, Малюнок 5-3) передає осьове зусилля від гребного гвинта через упорні втулки на станину:

- упорні подушки з боку двигуна адаптують тягу гребного гвинта до напрямку руху вперед.
- упорні колодки з боку рушія адаптують тягу гребного гвинта в кормовому напрямку.

Упорні колодки адаптуються до обертання двигуна за годинниковою стрілкою або проти годинникової стрілки.

Опори оправки (004) запобігають круговому руху упорних колодок.

Мастило для підшипників надходить через масляну трубу (002) до двох форсунок (003). Олива витікає з двох форсунок у вигляді розпилювача, який утворює масляний шар між фланцем упорного підшипника (014) та упорними колодками (006, 007). упорними вкладишами (006, 013).

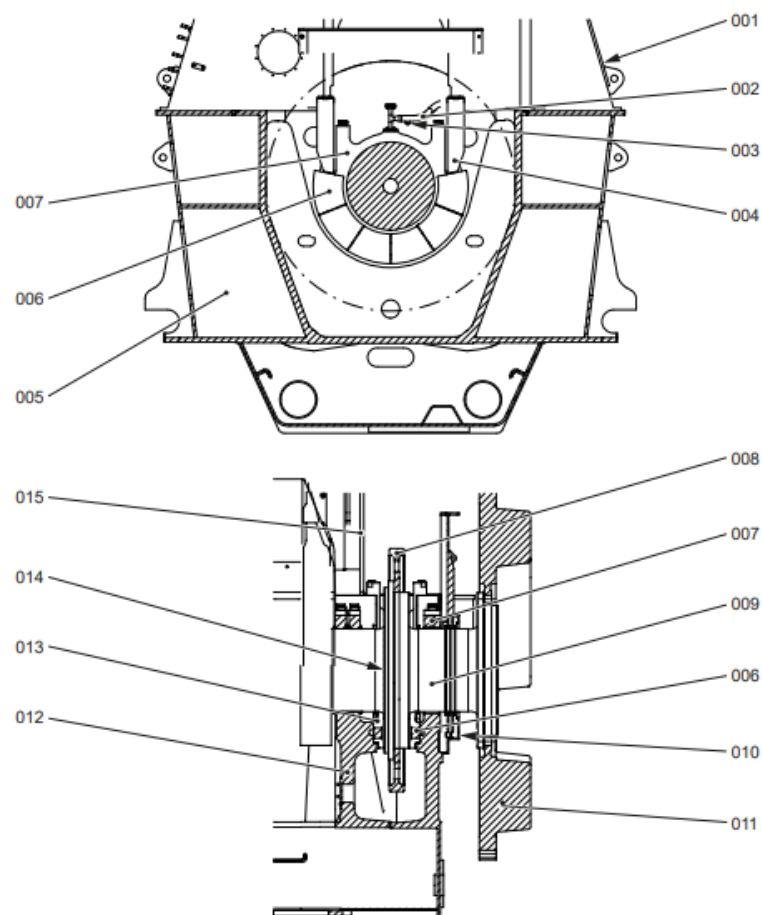


Рис.3.3. Упорний підшипник

					КРБ.6.135.4217см3.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

3.2 Системи головного двигуна [3]

Паливна система двигуна призначена для надійного спалювання мазуту, а також дизельного палива. Слід, однак, промити дизельним паливом до обслуговування щоб уникнути утворення грудок в системі.

Паливна система складається з наступних частин:

- Паливопроводи

Паливопроводи з'єднують елементи паливної системи. Всі паливопроводи мають систему підігріву, щоб підтримувати паливо теплим під час роботи та коротких зупинок двигуна. Паливопроводи високого тиску, які не входять до складу рейкового блоку, мають подвійну конструкцію стінок і точки контролю витоків.

- Клапан утримання тиску

Регульований клапан підтримки тиску (009) у зворотному трубопроводі підтримує тиск палива в трубопроводі подачі до паливних насосів на належному рівні.

- Блок подачі

Блок живлення (007) містить паливні насоси та пов'язані з ними елементи.

- Паливний насос

Паливні насоси (008) подають паливо на паливну рейку під тиском до 1000 бар.

- Паливна рейка

Паливна рейка (004) подає паливо до обмежувальних клапанів або блоків керування впорскуванням.

- Зворотний клапан

Зворотні клапани запобігають зворотному потоку палива від паливної магістралі до паливних насосів (наприклад, якщо паливний насос не подає паливо або паливопровід несправний)

- Регулятор тиску

Регулятор тиску (001) має різні функції для керування потоком і тиском у паливній магістралі.

					КРБ.6.135.4217см3.02.03.ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Запобіжний клапан

Перепускний клапан (002) є запобіжним пристроєм. Якщо тиск палива підвищується більше, ніж встановлене значення, запобіжний клапан відкривається.

- Клапан обмеження потоку

Клапани обмеження потоку (003) (FLV, не для двигунів X82, X92, RT-flex та споріднених двигунів DF), встановлені на паливній рейці, подають паливо до відповідних клапанів впорскування з відрегульованою кількістю палива.

- Блок керування впорскуванням

Блоки керування впорскуванням (003) (ICU, для двигунів X82, X92, RT-flex та споріднених двигунів DF), встановлені на паливній рейці, подають паливо до відповідних впорскувальних клапанів з відрегульованою кількістю палива.

- Клапан впорскування

Клапани впорскування (006) подають паливо в камеру згоряння у вигляді розпилювача.

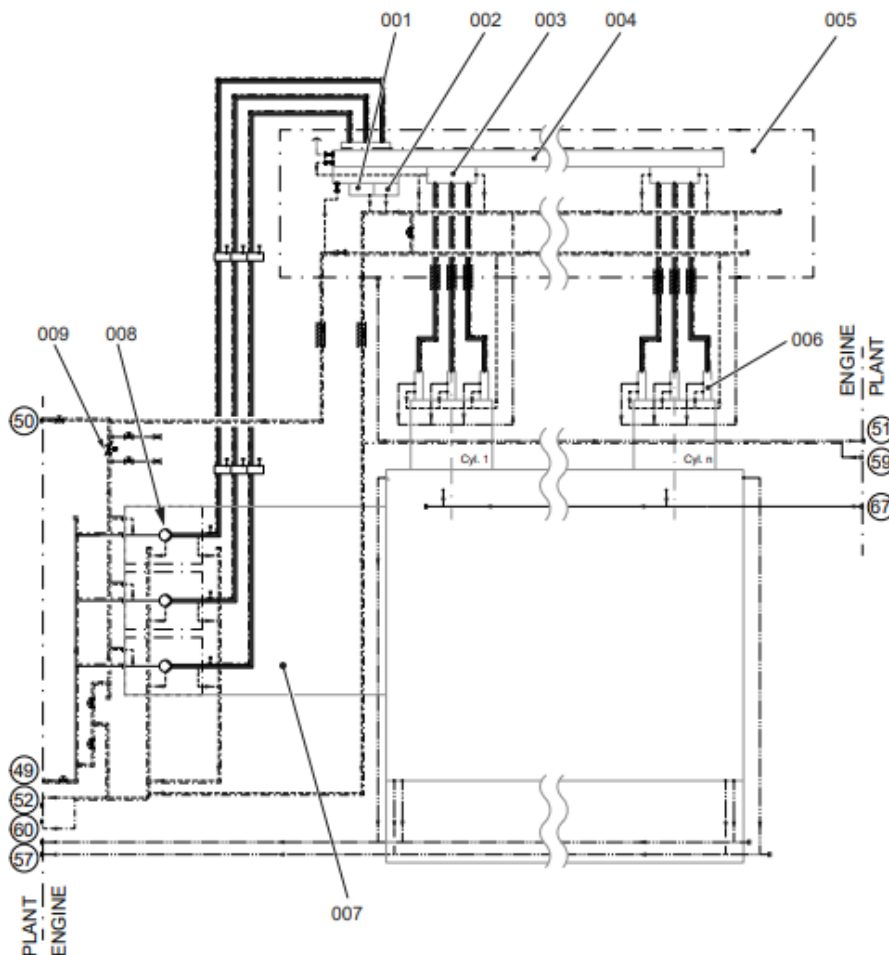


Рис.3.4. Паливна система двигуна

					КРБ.6.135.4217см3.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна W5X72DF [10]

Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна див. в додатку 2.

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0.286} - 1 \right]}{\eta_{k.ad}} \right]$$

$$T_k = 461,304$$

Температура повітря в ресивері,

$$T_s = T_k - \eta_0 \cdot (T_k - T_0)$$

$$T_s = 314,879$$

Температура повітря в кінці наповнення, К

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

$$T_a = 342,742$$

Тиск повітря в ресивері двигуна

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox}$$

$$P_s = 0,376$$

Тиск у кінці наповнення, МПа

$$P_a = \xi_a \cdot P_s$$

$$P_a = 0,368$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n)$$

$$\eta_H = 0,863$$

Розрахунок процесу стиснення

Регресійне рівняння для розрахунку середньої ізохорної молярної питомої теплоємності повітря, кДж/(кмоль·К)

$$c_v \leftarrow 19.26 + 0.0025 \cdot T$$

					КРБ.6.135.4217см3.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

Регресійне рівняння для розрахунку середньої ізохорної мольної питомої теплоємності газів, що відходять, кДж/(кмоль·К)

$$c_v'' \leftarrow 20.47 + 0.0036 \cdot T$$

Визначення коефіцієнтів рівняння регресії для теплоємності суміші газів у циліндрі наприкінці процесу стиснення

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

$$b_c = 0,002517$$

$$a_{vc} = 19,278$$

Показник політропи стиснення

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

$$n_1 = 1,363$$

Тиск у кінці стиснення, МПа

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$$

$$P_c = 13,45$$

Температура в кінці стиснення, К

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1}$$

$$T_c = 893,60$$

Розрахунок процесу згоряння

Кількість повітря, що надходить у циліндр кмоль/кг

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = 1,563$$

Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} = 1,0202$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = 1,0193$$

					КРБ.6.135.4217см3.02.03.ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Частка палива, що вигоріла до точки z

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = 0,969$$

Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z = 1,019$$

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

$$c''_{uz} \leftarrow \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot c''_v + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot c'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} \leftarrow a_{uz} - b_z \cdot T$$

Де

$$\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{o}{32} \right) = 0,0316$$

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

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

$$a_{uz} = 19,65$$

$$b_z = 0,00285$$

Визначення коефіцієнтів рівняння регресії для теплоємності робочого тіла у точці b кДж/(кмоль·К)

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

$$a_{vb} = 19,66$$

$$b_b = 0,003$$

Визначення температури у точці z, К

$$\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha + L_0} + (c'_v + 8,314 \cdot \lambda \cdot (c''_v + 8,134) \cdot \lambda) \cdot T_c \leftarrow \beta_z \cdot (1 + \gamma_r) \cdot c''_{pz} \cdot T_z$$

$$T_z = 1,597 \cdot 10^3$$

Максимальний тиск у циліндрі, МПа

$$P_z = \lambda \cdot P_c = 16,14$$

					КРБ.6.135.4217см3.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} = 1,518$$

Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = 9,226$$

Визначення показника політропи розширення та температури робочого тіла у точці b ,К.

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

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

$$n_2 = 1,302$$

$$T_b = 815,83$$

Тиск у кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = 0,893$$

Визначення індикаторних показників циклу

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left(\lambda \cdot (p - 1) + \frac{\lambda \cdot p}{n_2^{-1}} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1^{-1}} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right)$$

$$P_i = 1,934$$

Справжній середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P_i \cdot \zeta \cdot (1 - \phi_n) = 1,791$$

Питома індикаторна витрата палива кг/(кВт год)

$$g_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_H}{\alpha \cdot L_0 T_s P_i} = 0,159$$

					КРБ.6.135.4217см3.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

Індикаторний ККД

$$n_i = \frac{3600}{g_i Q_H} = 0,529$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m = 1,683$$

Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,497$$

Питома ефективна витрата палива кг/(кВт год)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = 0,1696$$

Ефективна потужність двигуна

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

$$N_e = 1,226 \cdot 10^4$$

Похибка визначення ефективної потужності

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} = -9,14 \cdot 10^{-3}\%$$

Висновок = «Помилка не перевищує допустиму (0.5%)»

Розрахунок балансу потужності турбіни та компресора

Визначення витрати повітря двигуном, кг/год

-Газова постійна повітря $\frac{Дж}{кг \cdot K}$

$$R = 287$$

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

Витрата газів через турбіну, кг/год

$$G_t = G + g_e \cdot \frac{N_e}{3600} = 28,026$$

Тиск газів перед турбіною, МПа

$$P_r = \psi_t \cdot P_k = 0,36$$

					КРБ.6.135.4217см3.02.03.ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура газів, К

$$T_t = T_k \cdot \left(\frac{P_r}{P_b}\right)^{\frac{n_2^{-1}}{n_2}} = 660,7$$

Кількість робочого тіла, кмоль/кг

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

$$M_s = 1,596$$

Газова постійна для газів, що відходять, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

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

$$R_t = 287,64$$

Показник адіабати для газів, що відходять

$$k_t = \frac{(a_{vz} + b_b \cdot T_t) + 8,314}{(a_{vz} + b_b \cdot T_t)} = 1,386$$

Ступінь підвищення тиску повітря в

$$P_k = \left(1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot P_t \cdot T_t \cdot \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{P_r}{P_0} \right)^{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right)}} \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t \right)}{G \cdot R \cdot T_0 \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right)^{\frac{1}{0,286}}$$

$$P_k = 3,755$$

Розрахунковий тиск наддуву, МПа

$$P_{kd} = P_k \cdot P_0 = 0,3804$$

Похибка визначення тиску наддуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} = 0,113\%$$

Висновок = «Помилка не перевищує допустиму (0,5%)»

					КРБ.6.135.4217см3.02.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

3.4 Побудова індикаторної діаграми

Ординати точок політропи стиснення та розширення обчислюють за наступними формулами:

– для процесу стиснення:

$$p = \frac{p_c}{(V/V_c)^{n_1}};$$

– для процесу розширення:

$$p = \frac{p_z \cdot \rho^{n_2}}{(V/V_c)^{n_2}};$$

Де $v/v_c = \varepsilon$ - відношення об'ємів, яке представляє собою поточне значення ступеня стиснення.

Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграм:

Показник політропи стиснення n_1	1,363
Показник політропи розширення n_2	1,302
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	13,45
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	16,14
Ступінь попереднього розширення ρ	1,518
Ступінь стиснення ε	14

Таблиця 3.2 Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$	V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	16,14		7,76	0,82	1,93
1,00	13,45	16,14	8,38	0,74	1,74
1,52	7,61	16,14	9,01	0,67	1,59
2,14	4,76	10,31	9,63	0,61	1,46
2,77	3,36	7,39	10,26	0,56	1,34
3,39	2,55	5,67	10,88	0,52	1,24
4,01	2,02	4,55	11,50	0,48	1,16
4,64	1,66	3,77	12,13	0,45	1,08
5,26	1,40	3,20	12,75	0,42	1,01
5,89	1,20	2,76	13,38	0,39	0,95
6,51	1,05	2,42	14,00	0,37	0,89
7,13	0,92	2,15	14,00		0,37

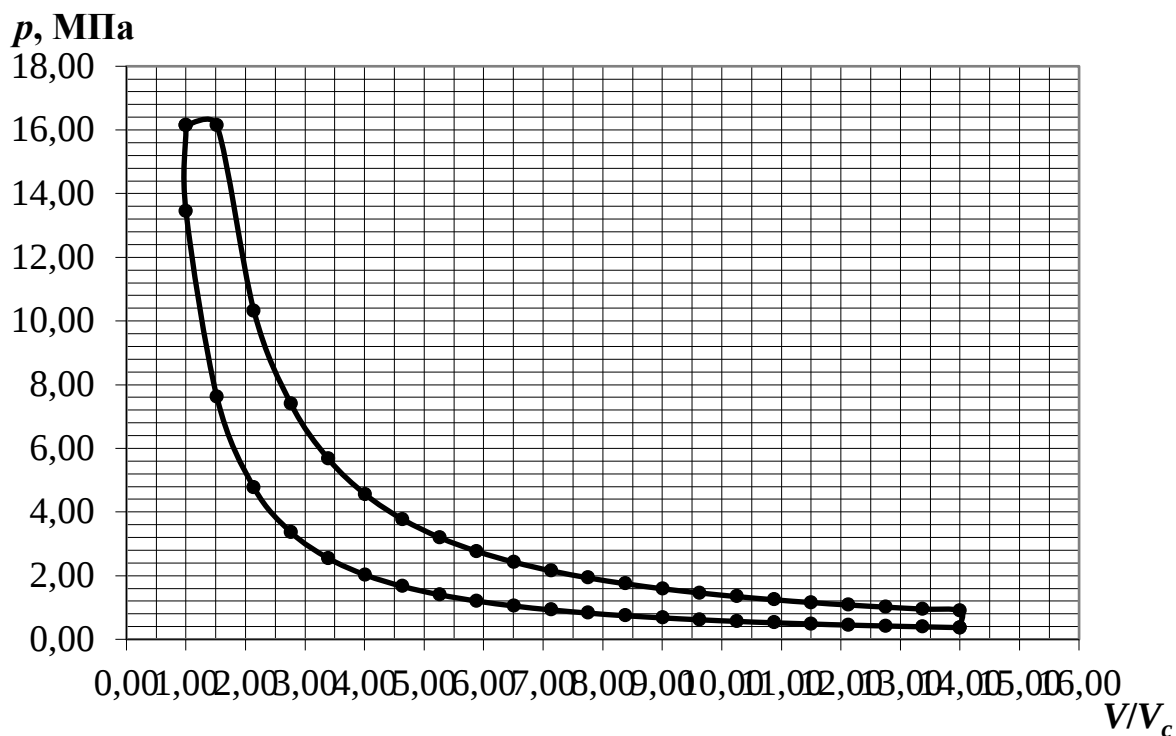


Рис 3.5. Індикаторна діаграма

Висновки:

1. Для головного двотактного двигуна внутрішнього згоряння марки WinGD 5X72DF розраховано робочий цикл у виді розрахунків окремих процесів: наповнення, стискання, згорання та розширення.
2. Знайдені невизначені показники: індикаторні показники циклу та ефективності.
3. Виконано розрахунок балансу потужності турбіни та компресора.
4. Побудована індикаторна діаграма циклу.

					КРБ.6.135.4217ст3.02.04.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розрахунок характеристик суднового допоміжного котла Alfa Laval AQ-10/12W		
							
Студент		Стефанський І.М.					
Керівник		Чередніченко О.К.					
					Лім. Арк. Аркушів 39 13		
					НУК		

РОЗДІЛ 4. Розрахунок характеристик суднового допоміжного котла AQ-10/12W

4.1 Загальний устрій котла

Котел AQ-10/12W [6] зроблений на основі відомого AQ-12, який працював тільки на мазуті. Модернізований AQ-10/12W має таку ж водотрубну компоновку, однак зі збільшеною топкою та стаціонарними сажообдувальними пристроями. AQ-10/12W виробляє насичений пар тиском 1МПа у діапазоні паропроductивності від 0,6 до 6,3 т/год та працює на дизельному паливі, мазуті чи маслі.

Для допоміжних котлів малої продуктивності типу Aalborg Ind. AQ-10/12W, які виробляють тільки насичений пар тиском 1 МПа і працюють звичайно тільки на стоянці судна, установка хвостових поверхонь нагріву вважається недоцільною. У відповідності до завдання, котел повинен виробляти насичену пару, тому складається лише з однієї випарної поверхні без пароперегрівника.

Загальний вид котла наведено на рис. 4.1.



Рис.4.1 Загальний вид котла Aalborg Ind.
AQ-10/12W

Котли Aalborg Ind. AQ-10/12W комплектуються топковим пристроєм Aalborg KB-W 150W - 550W. Даний топковий пристрій повністю автоматизований, конструкція компактна, надійна та проста у обслуговуванні.

					КРБ.6.135.4217см3.02.04.ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

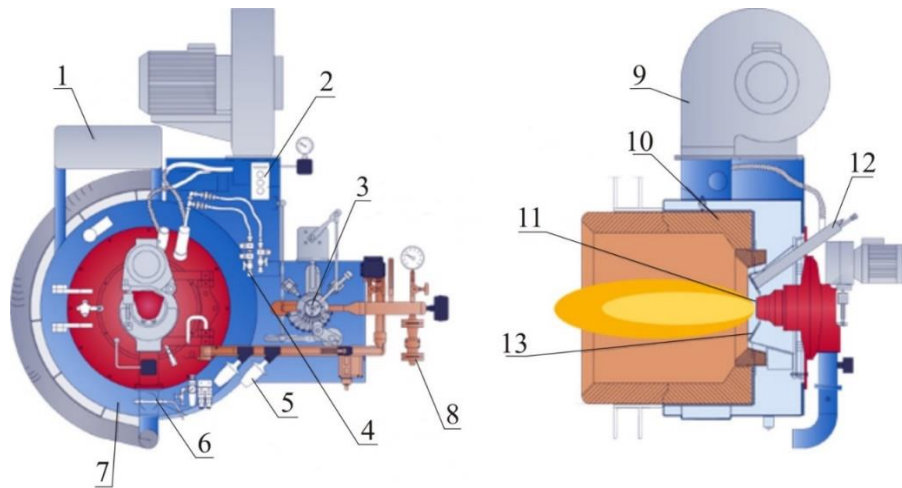


Рис.4.2 Топковий пристрій KB-W 150W - 550W:

1 - змішувальна коробка; 2 – блок ручного керування; 3 - регулятор сумішоутворення; 4 – блок входного запалювання; 5 – запірні клапани для палива; 6 –повітряної заслонка камери змішування; 7 – повітряна коробка; 8 – подача палива; 9 – топковий вентилятор; 10 - повітряна заслонка топки; 11 – відцентрова форсунка зі стаканом; 12 – блок запалювання; 13 – турбулізатор.

Діапазон потужностей 0,55- 6,2 МВт, відповідна витрата палива 50-550 кг/год.

Конструкція заснована на багаторічному досвіді Aalborg Industries у виготовленні суднових котлів та технологіях спалювання різних типів палива, забезпечуючи оптимальну продуктивність пальника для різних умов експлуатації.

Принцип роботи даного ротаційного топкового пристрою KB-W 150W - 550W заснований на розпиленні під дією відцентрової сили. Розпилюючий стакан приводиться до руху дисково-ремінним пристроєм, що обертається на великій швидкості. Паливо змушено поступово, під дією відцентрових сил, рухатися вперед, доки не буде скинуто з ободу стакану у вигляді тонкої однорідної плівки. Первинне повітря з високою швидкістю подається навколо стакану, і впливаючи на паливну плівку, розбиває її на дрібнодисперсний потік, який вводиться до зони горіння. Вторинне повітря, необхідне для завершення процесу горіння, подається під примусовою тягою вентилятора через повітряний короб та повітронаправляючий пристрій пальника. Як правило, топковий пристрій KB-W 150W - 550W оптимально працює при в'язкості палива 45 сСт.

4.2 Вибір компоновальної схеми котла

Вибір компоновальної схеми котла (рис 4.3), тобто складу поверхонь нагріву і послідовності їх розташування по газоповітряному тракту, а також схеми з'єднання цих елементів по пароводяної стороні, повинен виконуватися на основі даних завдання на проектування. При цьому мають бути опрацьовані такі питання:

					КРБ.6.135.4217см3.02.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

- Схема компонування випарної поверхні;
- Схема розташування пароперегрівника;
- Необхідність установки хвостових поверхонь;
- Конструктивні особливості цих поверхонь.

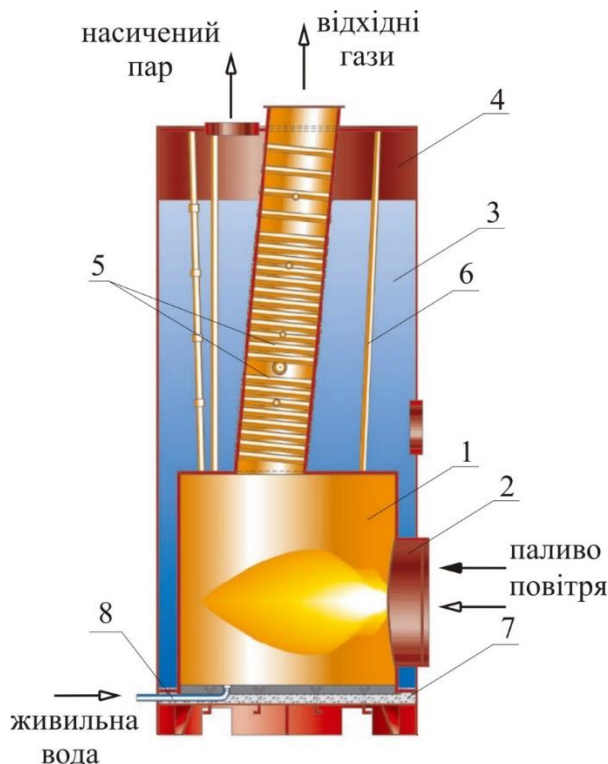


Рис.4.3 Компонувальна схема котла Aalborg Ind. AQ-10/12W:

- 1 – топка; 2 – топковий пристрій; 3 – водяний простір; 4 – паровий простір;
 5 – конвективна поверхня нагріву; 6 – довгі зв'язки; 7 – теплова ізоляція топки;
 8 – патрубок живильної води.

4.3 Розрахунок процесу горіння

Вихідні дані	
Тип котла	AQ-10/12W
Паропродуктивність котла	7,5 т/год; (2,08 кг/сек)
Тиск насиченої пари	$P_s=0,7$ МПа, пар – насичений
Температура насиченої пари	$t_s=167,8^\circ\text{C}$
ККД котла	$\eta = 82\%$
Температура живильної води	$t_{ж.в}=40^\circ\text{C}$
Температура повітря на вході до топки	$t_{х.в}= 40^\circ\text{C}$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1,15$
Кількість форсунок	$N_{форс} = 1$ шт
Марка палива	Ф-12
Нижча теплота згоряння палива	$Q = 40,9 \cdot 10^3 \text{ кДж/кг}$

Витрата розпилюючої пари на форсунку	$G_{\phi} = 0,15 \text{ кг/кг}$
Тиск розпилюючої пари	$P_{\phi} = 0,7 \text{ МПа}$
Вологовміст атмосферного повітря	$d = 0,01 \text{ кг/кг}$

Розрахунок кількості повітря та продуктів згоряння		
Марка палива	Приймаємо [11]	Ф-12
Склад робочої маси палива %:		
- зола A^p	Приймаємо [11]	0,1
- волога W^p		1,0
- вуглець C^p		85,5
- водень H^p		12,1
- азот+ кисень $N^p + O^p$		0,49
- летюча сірка $S_{\text{л}}^p$		0,79
Об'єм теоретично необхідної кількості повітря V^0 , $\text{м}^3/\text{кг}$	$V^0 = 0,0889(C^p + 0,375S_{\text{л}}^p) + 0,265H^p - 0,0333O^p$ $= 0,0889(85,5 + 0,375 \times 0,79) + 0,265 \times 12,1 - 0,0333 \times 0,49$	10,60
Сумарний об'єм триатомних газів V_{RO_2} , $\text{м}^3/\text{кг}$	$V_{RO_2} = 0,0187(C^r + 0,375S_{\text{л}}^r)$ $= 0,0187(85,5 + 0,375 \times 0,79)$	1,645
Об'єм, $\text{м}^3/\text{кг}$:		
- водяних парів V_{H_2O}	$V_{H_2O} = 0,111H^p + 0,0124W^p + 1,24G_{\phi} + 1,6d\alpha V^0$ $= 0,111 \times 12,1 + 0,0124 \times 1 + 1,24 \times 0,15 + 1,6 \times 0,01 \times 1,15 \times 10,82$	1,74
- водяних парів при $\alpha = 1$ V_{H_2O}	$V_{H_2O}^0 = 0,111H^p + 0,0124W^p + 1,24G_{\phi} + 1,6dV^0$ $= 0,111 \times 12,1 + 0,0124 \times 1 + 1,6 \times 0,01 \times 10,82$	1,71
- азота при $\alpha = 1$	$V_{N_2}^0 = 0,79V^0 = 0,79 \times 10,82$	8,55
- об'єм кисню V_{O_2}	$V_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)V_o = 0,21(1,15 - 1) \times 10,82$	0,34
- об'єм продуктів згоряння при $\alpha = 1$	$V_r^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0 = 1,6 + 8,55 + 1,71$	11,86
Дійсний об'єм продуктів згоряння :	$V_r = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0 + (1 + 1,6d)(\alpha - 1)V^0$ $= 1,6 + 8,55 + 1,71 + (1 + 1,6 \times 0,01)(1,15 - 1) \times 10,82$	13,51
Об'єм частки продуктів згоряння:		
- суми вуглекислого і сірчистого газів r_{RO_2}	$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_r} = \frac{1,6}{13,51}$	0,12
- водяних парів r_{H_2O}	$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}^0}{V_r} = \frac{1,74}{13,51}$	0,13
- суми трьохатомних газів r_n	$r_n = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0,12 + 0,13$	0,25

					КРБ.6.135.4217см3.02.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

Розрахунок ентальпій повітря та продуктів згоряння проводиться в табличній формі з побудовою $I-T$ – діаграми [11]

Результати розрахунків наведено у таблиці 4.1

$I-t$ діаграму продуктів згоряння дивись на рис.4.4.

Таблиця 4.1. Розрахунок для побудови $I-t$ діаграми

Температура	VRO ₂		Vo.H ₂ O		Vo.N ₂		I _{o.г}	Vo		I _{o.в}	I=I _{o.г} +(α-1)I _{o.в}
	CRO ₂	VRO ₂ CRO ₂	CH ₂ O	Vo.H ₂ O CH ₂ O	CN ₂	CN ₂ Vo.N ₂		C _в	Vo.C _в		
0	1,6	2,57	1,5	2,61	1,3	11,11	0,00	1,32	14,28	0	0
200	1,79	2,87	1,52	2,65	1,3	11,11	3325,40	1,33	14,39	2877,45	3757,02
400	1,93	3,10	1,57	2,73	1,32	11,28	6843,83	1,35	14,60	5841,43	7720,05
600	2,04	3,27	1,62	2,82	1,34	11,45	10526,40	1,38	14,93	8956,86	11869,93
1000	2,2	3,53	1,72	2,99	1,4	11,96	18487,51	1,44	15,58	15577,16	20824,08
1400	2,31	3,71	1,83	3,19	1,44	12,31	26876,20	1,48	16,01	22413,80	30238,27
1800	2,39	3,83	1,92	3,34	1,47	12,56	35529,59	1,52	16,44	29596,60	39969,08
2200	2,45	3,93	2	3,48	1,5	12,82	44507,19	1,55	16,77	36887,57	50040,32



Рис.4.4. $I-t$ діаграма продуктів згоряння

4.4 Тепловий баланс котла

Складання попереднього теплового балансу котла		
Температура підігріву палива $t_{т.л}, ^\circ\text{C}$	Приймаємо	90
Теплоємність при $t_{х.в}, \text{кДж}/(\text{м}^3\text{K})$:		
- сухого повітря $C_{с.пов}$	приймаємо [11]	1,302
- водяних парів C_{H_2O}	приймаємо [11]	1,504
Теплоємність палива $C_{пал}, \text{кДж}/\text{м}^3\text{K}$	$C_{пал} = 1,74 + 0,0025t_{т.л} = 1,74 + 0,0025 \times 90$	1,965
Ентальпії, $\text{кДж}/\text{кг}$:		
- холодного повітря $j_{х.п}$	$j_{х.п} = \alpha V^0 (C_{с.в} + 1,6dC_{H_2O})t_{х.в}$ $= 1,15 \times 10,82(1,3 + 1,6 \times 0,01 \times 1,5)40$	659,85
- розпилюючої пари $j_{ф}$		2762,9
- фізична теплота палива $i_{пал}$	$i_{пал} = C_{пал} \times t_{т.л} = 2,04 \times 120$	176,85
- насиченої пари $i_{н.п}$		2763
- живильної води $i_{ж.в}$		167,45
Теплота, що вносить-ся розпилюючою парою $Q_{ф}, \text{кДж}/\text{кг}$	$Q_{ф} = G_{ф}(i_{ф} - 2500) = 0,15(2763 - 2500)$	39,435
Наявна теплота $Q_p^p, \text{кДж}/\text{кг}$	$Q_p^p = Q_H^p + i_{пал} + Q_{ф} = 40900 + 176,85 + 39,435$	41116,3
Відносні втрати тепла %:		
- з вихідними газами q_2	$q_2 = 1 - (\eta + q_3 + q_5) = 1 - (0,82 + 0,005 + 0,01)$	0,155
- від хімічної неповноти згор.	Приймаємо	0,005
- в оточуюче середовище q_5	Приймаємо	0,01
Втрати теплоти з відхідними газами $Q_2, \text{кДж}/\text{кг}$	$Q_2 = \left(\frac{q_2}{100}\right) Q_p^p = \left(\frac{0,155}{1}\right) 41171,1$	6373
Ентальпія відхідних газів $I_{відх}, \text{кДж}/\text{кг}$	$I_{відх} = Q_2 + I_{х.пов} = 6373 + 659,85$	7032,878
Тем. відхідних газів, $t_{відх}, ^\circ\text{C}$	з I-T діаграми	360
Розрахункова витрата палива $B_{розр}, \text{кг}/\text{с}$	$r_{H_2O} = \frac{D_{н.п}(i_{н.п} - i_{ж.в})}{Q_{p.p}\left(\frac{\eta}{100}\right)} = \frac{1,39(2763 - 167,45)}{41116,285\left(\frac{82}{100}\right)}$	0,107
Коефіцієнт збереження тепла φ	$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta + q_5} = 1 - \frac{0,01}{0,82 + 0,01}$	0,988

					КРБ.6.135.4217см3.02.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

4.5 Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь

Вихідні дані для розрахунку теплообміну в топці та побудова компонувального ескізу		
Теплонапруга топкового простору $q_T, \text{кВт/м}^3$	Приймаємо	0,8
Об'єм топки $V_T, \text{м}^3$	$V_T = \pi r^2 \times h = 3,14 \times 1,1 \times 1,87$	7,1
Розрахункова продуктивність однієї форсунки $B_\phi,$ кг/с	$B = \frac{B}{N} = \frac{0,042}{1}$	0,042
Розрахунковий діаметр топки $D, \text{м}$	Приймаємо	2,2
Ширина топки $D_T, \text{м}$	$D_T = D - 0,2 = 1,75 - 0,2$	2
Висота топки $H_T, \text{м}$	$H_T = \sqrt[3]{V_T} = \sqrt[3]{7,1}$	1,92

Побудова ескізу топки та уточнення розмірів

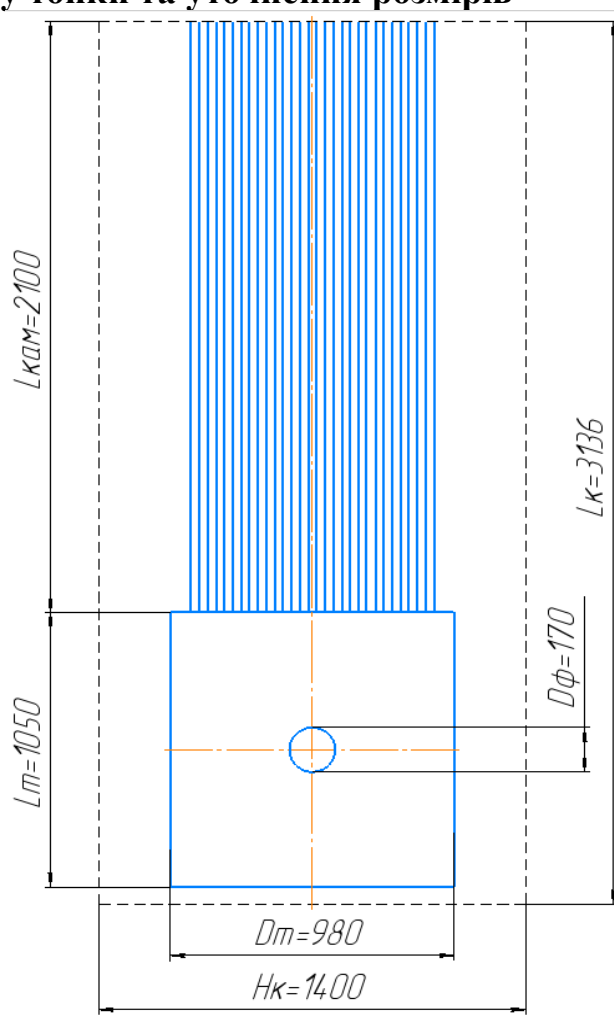


Рис.4.5. Ескіз топки

Побудова ескізу топки та уточнення розмірів		
Витрата повітря через отвір фурми V_{ϕ} , м ³ /с	$V_{\phi} = \frac{(\alpha \times V_o \times B_{\text{форс}}) \times (t_{\text{х.пов}} + 273)}{273} = \frac{(1,15 \times 10,82 \times 0,042) \times (40 + 273)}{273}$	0,60
Швидкість повітря через отвір фурми ω'_{ϕ} , м/с	Приймаємо	30
Живий перетин фурми f'_{ϕ} , м ²	$f'_{\phi} = \frac{V_{\phi}}{\omega'_{\phi}} = \frac{0,60}{30}$	0,02
Розрахунковий діаметр фурми d'_{ϕ} , м	$d'_{\phi} = \sqrt{\left(\frac{f'_{\phi}}{0,785}\right)} = \sqrt{\left(\frac{0,0201}{0,785}\right)}$	0,158
Прийнятий діаметр фурми d_{ϕ} , м	Округляємо	0,16
Прийнятий живий перетин фурми f_{ϕ} , м ²	$f_{\phi} = 0,785 d_{\phi}^2 = 0,785 \times 0,16^2$	0,02
Дійсна швидкість повітря в отворі фурми w_{ϕ} , м/с	$w_{\phi} = \frac{V_{\phi}}{f_{\phi}} = \frac{0,60}{0,02}$	30
Повна площа поверхні топки $F_{\text{ст}}$, м ²	$F_{\text{т.полн}} = 3,14 \times D_{\text{т}} \times H_{\text{т}} + 2 \times 3,14 \times \frac{D_{\text{т}}^2}{4} = 3,14 \times 2,2 \times 1,92 + 2 \times 3,14 \times 2,2^2/4$	20,86
Променесприймальна поверхня нагріву топки $H_{\text{л}}$, м ²	$F_{\text{т.пром}} = \left(3,14 \times D_{\text{т}} \times H_{\text{т}} - 3,14 \times \frac{d_{\phi}^2}{4}\right) + 3,14 \times \frac{D_{\text{т}}^2}{4} = \left(3,14 \times 2,2 \times 1,92 - 3,14 \times \frac{0,16^2}{4}\right) + 3,14 \times 2,2^2/4$	17
Ступінь екранування топки ψ , м	$\phi_{\text{топки}} = \frac{F_{\text{т.пром}}}{F_{\text{т.полн}}} = \frac{17}{20,86}$	0,82
Ефективна товщина випромінюючого шару топки $S_{\text{топки}}$, м	$S_{\text{топки}} = 3,6 \left(\frac{V_{\text{т}}}{F_{\text{т.полн}}}\right) = 3,6 \frac{7,1}{20,86}$	1,23
Розрахунок теплообміну в топці		
Ентальпія газів при адіабатній температурі j_a , кДж/кг	$j_a = Q_p^p(1 - q_3) + j_{\text{х.пов}} = 41116,285(1 - 0,005) + 659,85$	41571
Адіабатна температура газів t_a , °С	Діаграма I-T	1875
Адіабатна температура газів T_a , К	$T_a = t_a + 273 = 1875 + 273$	2148

Температура газів на виході із топки $t'_T, ^\circ\text{C}$	Приймаємо	1300
Температура газів на виході із топки T'_T, K	$T'_T = T'_T + 273 = 1300 + 273$	1573
Тиск в топці $P_T, \text{МПа}$	Приймаємо	0,1
Ентальпія газів на виході із топки $j'_T, \text{кДж/кг}$	Діаграма I-T	34500
Середня сумарна теплоємність газів $\Sigma(V_c)_i, \text{кДж/кг}\cdot\text{K}$	$\Sigma(V_c)_i = \frac{j_a - j_T}{t_a - t_T} = \frac{41570,56 - 34500}{1875 - 1300}$	12,3
Коефіцієнт ослаблення променів, $1/(\text{м}\cdot\text{МПа})$:		
- з сажистими часточками K_c		3,63
- триатомними газами K		1,75
Ступінь чорноти:		
- трьохатомних газів a_T	$a_T = 1 - e^{-K_T r_{npS}} = 1 - e^{-1,75 \times 0,1 \times 1,23}$	0,19
- випромінюючого полум'я a_{cb}	$a_{cb} = 1 - e^{-(K_T r_n + K_c) pS} = 1 - e^{-(1,75 + 3,63) 0,1 \times 1,23}$	0,48
Коефіцієнт усереднення m	Приймаємо	0,784
Ефективність ступеня чорноти факела a_ϕ	$a_\phi = m a_{cb} + (1 - m) a_T = 0,784 \times 0,48 + (1 - 0,48) 0,19$	0,67
Коефіцієнт забруднення труб ξ	Приймаємо	0,24
Ступінь чорноти топки a_T	$a_T = \frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi) \psi \xi} = \frac{0,67}{0,67 + (1 - 0,67) 0,82 \times 0,24}$	0,91
Критерій Больцмана B_o	$B_o = \frac{\varphi B \Sigma(V_c)_i}{5,67 \times 10^{-11} \xi H_L T_a^3} = \frac{0,988 \times 0,107 \times 12,3}{5,67 \times 10^{-11} \times 0,24 \times 17 \times 2148^3}$	0,57
Температура газів на виході із топки, $^\circ\text{C}$:		
- безрозмірна θ_T	$\theta_T = \frac{B_o^{0,6}}{0,69 a_T^{0,6} + 1,03 B_o^{0,6}} = \frac{0,57^{0,6}}{0,69 \times 0,91^{0,6} + 1,03 \times 0,57^{0,6}}$	0,51
- у числовому вигляді t_T	$t_T = \theta T_a - 273 = 0,51 \times 2148 - 273$	830
Ентальпія газів на виході із топки $j_T, \text{кДж/кг}$	Діаграма I-T	17000

Похибка (не повинна перевищувати 10°C)	$t'_T - t_T = 1300 - 830$	470
Теплова потужність променесприймаючої поверхні нагріву топки Q_L , кВт	$Q_L = \varphi(j_a - j_T)B_{розр} = 0,988(41570,55 - 17000)0,107$	2598
Конструктивний розрахунок конвективного притопочного пучка		
Зовнішній діаметр труб d , м	Приймаємо	0,038
Шаг, м:		
- поперечний S_1	Приймаємо	0,084
- продольний S_2	Приймаємо	0,066
Число труб водному ряду z_1	$z_1 = \frac{H_T}{S_1} = \frac{1,6}{0,084}$	19
Повна довжина труб середнього ряду пучка	3 ескізу	0,5
Живий перетин для проходу газів F_r , м ²	$F_r = (l_{к.п} \times b_{к.п}) / (z_1 \times d) = 1,6 \times 0,67 / 19 \times 0,038$	0,35
Поверхня нагріву одного ряду H_p , м ²	$H_p = \pi d b z_1 = 3,14 \times 0,038 \times 0,67 \times 19$	1,52
Теплова потужність паротвірного притопкового пучка $Q_{п}$, кВт	$Q_{п} = D_{н.п}(i_{н.п} - i_{эк}) - Q_L = 1,39(2763 - 167,45) - 2598$	1010
Ентальпія газів при виході з пучка j_1 , кДж/кг	$j_k = j_m - \frac{Q_{п}}{\varphi B_{розр}} = 17000 - \frac{1010}{0,988 \times 0,107}$	7444
Температура газів на виході з пучка t_1 , °C	Діаграма I-T	400
Середня температура газів в пучку $t_{п}$, °C	$t_{п} = \frac{(t_r + t_1)}{2} = \frac{400 + 830}{2}$	615
Середня температура газів в пучку $T_{п}$, К	$T_{п} = t_{п} + 273 = 615 + 273$	888
Середня швидкість газів w_r , м/с	$w_r = B_{розр} \times V_r \frac{T_{п}}{273 F_r} = 0,107 \times 13,51 \frac{888}{273 \times 0,35}$	9,3
Коефіцієнт теплопровідності газів λ , Вт/(м·К)	приймаємо [11]	5,7

					КРБ.6.135.4217см3.02.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

Коефіцієнт кінематичної вязкості газів ν , м ² /с	приймаємо [11]	57,8
Критерій Прандтля газів P_r	приймаємо [11]	0,64
Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією α_k , Вт/(м ² ·К)	$\alpha_k = \frac{\lambda}{d} \left(\frac{wd}{\nu} \right)^{0,6} P_r^{0,33} C_z C_s$ $= \frac{5,7 \times 10^{-2}}{0,038} \left(\frac{9,3 \times 0,038}{57,8 \times 10^{-6}} \right)^{0,6} \times 0,64^{0,33} \times 1 \times 0,34$	82,3
Щільність теплового потоку пучка q_p , Вт/м ²	Приймаємо	$60 \cdot 10^3$
Коефіцієнт забруднення труб ε , м ² /К·Вт	приймаємо [11]	0,012
Температура зовнішньої поверхні забруднюючого шару t_3 , °С	$t_3 = t_s + \varepsilon q_p = 167,5 \times 8 \times 10^{-3} \times 50 \times 10^3$	887,8
Температура зовнішньої поверхні забруднюючого шару T_3 , К	$T_3 = t_3 + 273 = 567,5 + 273$	1160,8
Ефективна товщина випромінюючого шару S , м	$S = 0,9d \left(\frac{4S_1S_2}{\pi d^2} - 1 \right) = 0,9 \times 0,038 \left(\frac{4 \times 0,084 \times 0,066}{3,14 \times 0,038^2} - 1 \right)$	0,133
Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами K , 1/(м·МПа)	$K = \left(\frac{2,47 + 5,06r_{H_2O}}{\sqrt{pr_{\pi}S_{\text{топки}}}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T_{\pi}}{1000} \right) r_{\pi}$ $= \left(\frac{2,47 + 5,06 \times 0,123}{\sqrt{0,24 \times 0,11 \times 0,89}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{1075,5}{1000} \right) 0,2$	2,8
Ступінь чорноти триатомних газів $a_{r,\pi}$	$a_{r,\pi} = 1 - e^{-K_r r_{\pi} p S} = 1 - e^{-2,37 \times 0,1 \times 1,23}$	0,251
Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м ² ·К):		
-випромінюванням триатомних газів α_l	$\alpha_l = 5,1 \times 10^{-8} a_{r,\pi} T^3 \frac{1 - \left(\frac{T_3}{T} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_3}{T}}$ $= 5,1 \times 10^{-8} \times 0,251 \times 887,8^3 \frac{1 - \left(\frac{1160,8}{887,8} \right)^{3,6}}{1 - \frac{1160,8}{887,8}}$	89
-от газів до стінки	$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_l = 82,3 + 89$	171,6
Коефіцієнт теплової ефективності ψ	Приймаємо [11]	0,5

Коефіцієнт тепло- передачі K , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$K = \psi(\alpha_k + \alpha_l) = 0,5(82,3 + 89)$	85,8
Температурний напір Δt , $^{\circ}\text{C}$	$\Delta t = \frac{t' - t''}{\ln \frac{t' - t_s}{t'' - t_s}} = \frac{830 - 400}{\ln \frac{830 - 167,5}{400 - 167,5}}$	662
Розрахункова по- верхня нагріву паро- твірного притопко- вого пучка $H_{\text{п}}$,	$H_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{п}} 10^3}{K \Delta t} = \frac{2597,6 \times 10^3}{85,8 \times 662}$	45,75
Розрахункове число рядов в пучку z_2	$z_2 = \frac{H_{\text{п}}}{H_p} = \frac{45,75}{1,92}$	30,1
Прийняте число рядов в пучку z_2^*	Округляємо	30
Прийнята поверхня нагріву притопко- вого пучка $H_{\text{п}}^*$, м^2	$H_{\text{п}}^* = H_p z_2^* = 1,92 \times 30$	45,6

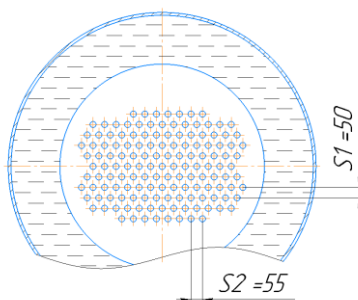


Рис. 4.6 Ескіз газоходу з компоновкою трубного пучка

Висновки:

1. Розглянуто особливості конструкції котла та отриманні додаткові данні, що належали до невизначених: об'єм топки та теплообмінну поверхню, у якій утворюється пара.
2. Розрахункове значення повної площі поверхні топки $F_{\text{ст}} = 20,86$, м^2 .
3. Результати конструктивного розрахунку конвективного притопочного пучка: поверхня нагріву притопкового пучка $H_{\text{п}}^* = 45,6$ м^2 . Ця поверхня складається з труб зовнішній діаметром $d = 0,038$ м та довжиною 0,5 м, що розташовані по 19 труб у ряду, а рядів – 30.

					КРБ.6.135.4217ст3.02.05.ПЗ				
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
					Визначення характеристик загальносуднової системи - вантажної	Літ.	Арк.	Аркушів	
Студент	Стефанський І.М.							51	11
Керівник	Чередніченко О.К.					НУК			

РОЗДІЛ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи – вантажної

5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми

Вантажна система призначена для завантаження та вивантаження рідкого вантажу і складається з приймальної і розвантажувальної магістралей.

Вимоги Регістру до вантажної системи вказані у «Правила класифікації та побудови морських суден» Том 3, Частина VIII «Системи і трубопроводи», п. 9. «Спеціальні системи для перевезення вантажів наливом» [4]

5.2 Гідравлічний розрахунок системи

Вибір і обґрунтування основних розрахункових параметрів [4]

Основними розрахунковими параметрами для гідравлічного розрахунку є подача в системі, діаметр різних ділянок системи і швидкість переміщення робочих середовищ. На судні передбачено 4 вантажних танків, загальної вантажомісткістю 173958 м³ (43490 м³ в кожному танку).

Визначаємо сумарну продуктивність насосів вантажної системи:

$$Q_{\Sigma} = \frac{0,9 \times V_{\Sigma}}{\tau} = \frac{0,9 \times 173958}{16} = 9785 \text{ м}^3/\text{год}$$

де V_{Σ} – обсяг вантажу, м³; τ – час, за який вивантажується 90% вантажу, год.

На судні встановлено вісім насосів, по два в кожную цистерну, тому продуктивність одного насосу повинна становити не менш ніж 1400 м³/год.

$$Q_{1-2} = \frac{V_T}{\tau} = \frac{43490}{16 \cdot 2} = 1359 \text{ м}^3/\text{год}$$

Визначимо внутрішній діаметр трубопроводів вантажної системи:

$$d = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times v}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,377}{3,14 \times 2,5}} = 0,192 \text{ м}$$

де v – швидкість перекачування в відростку, м/с.

Прийmemo стандартні значення внутрішніх діаметрів відростків, магістралі і напірного трубопроводу – 0,2 м.

					БР.6.135.4217см3.02.05.ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Гідравлічний розрахунок ділянок трубопроводу [12]

Розбиваємо трубопровід на ділянки і виконуємо гідравлічний розрахунок для найбільш видаленого вантажного відростка.

Розрахункова схема представлена на рис.5.1.

Довжину ділянок трубопроводу вимірюємо на кресленні «Схема вантажної системи на газовозі SCF LA PEROUSE».

Коефіцієнти місцевих опорів та гідравлічний розрахунок приведено у табл. 5.1 – 5.4.

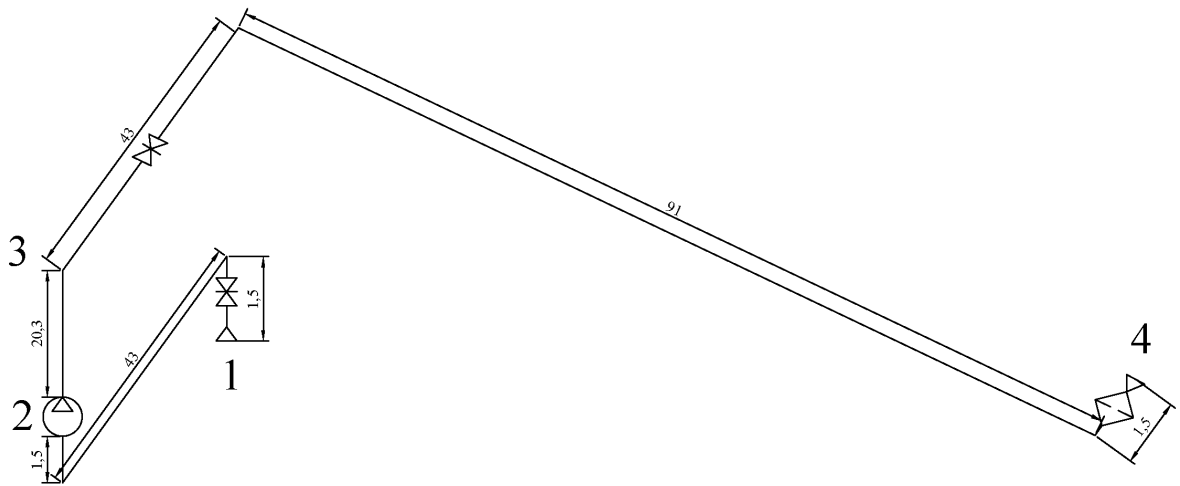


Рис. 5.1. Схема розрахункової ділянки вантажної системи

Таблиця 5.1 Коефіцієнти місцевих опорів розрахункових ділянок

Ділянка	Місцеві спротиву, їх кількість	Коефіцієнти	Сумарний коефіцієнт місцевих опорів
1-2	Вхід вмагістраль	0,7	5,9
	Клапан прохідний	4,9	
	Коліно під кутом 90 градусів-2	0,3	
2-3	Коліно під кутом 90 градусів	0,15	0,15
3-4	Клапан прохідний	4,9	7,4
	Коліно під кутом 90 градусів-2	0,3	
	Фільтр для темних нафтопродуктів	2,2	

Таблиця 5.2. Гідрравлічний розрахунок з номінальною подачею

Параметр	Розрахункова формула	Уч. 1-2	Уч. 2-3	Уч. 3-4
Подача Q , м ³ /с	з п.3.1.	0,377	0,377	0,377
Температура нафти T , К	$t_3 + (5 \dots 10^\circ)$	-163	-163	-163
Щільність ρ , кг/м ³	$\rho(t)$	0,470	0,470	0,470
В'язкість ν , м ² /с	$\nu(t)$	0,0001	0,0001	0,0001
Умовний прохід d_y , м	Задаємося згідно попередніх розрахунків	0,3	0,3	0,3
Довжина вертикальних ділянок Δz , м	$Z_i - Z_{i-1}$	3	20,3	0
Статичні втрати тиску $H_{ст}$, м. вод.ст.	$\Delta Z \times \rho \times g$	1,38	9,35	0
Довжина ділянок трубопроводу l , м	Вимірюємо згідно креслення	46	20,3	135,5
Абсолютна шорсткість e , мм	Задаємося	0,06	0,06	0,06
Відносна шорсткість ε	$\frac{2 \times e}{d_y}$	0,24	0,2	0,2
Швидкість V , м/с	$\frac{4 \times Q}{8 \times d_y^2}$	12,00	12,00	12,00
Число Re	$\frac{V \times d_y}{\nu}$	24012	24012	24012
Коефіцієнт гідравлічного опору λ	$\frac{0.3164}{Re^{0.25}}$	0,0816	0,0816	0,0816
Сума коефіцієнтів динамічного тертя, $\sum \xi$		5,9	0,15	7,4
Втратитиску в місцевих опорах $H_{мест}$, м. вод.ст.	$\sum \xi \times \frac{V^2 \times \rho}{2 \times g}$	4,0	0,10	5,05
Втратитиску на тертя по довжині трубопроводу $H_{тр}$, м. вод.ст.	$\lambda \times \frac{l \times V^2 \times \rho}{2 \times g \times d_y}$	7,7	3,4	22,8
Втрати тиску в системі $H_{сум}$, м. вод.ст.	$H_{тр} + H_{ст} + H_{місц}$	13,1	12,8	27,8
Витрати тиску в системі при заданному H , м. вод.ст.		53,8		

Таблиця 5.3. Гідравлічний розрахунок з недовантаженням системи

Параметр	Розрахункова формула	Уч. 1-2	Уч. 2-3	Уч. 3-4
Подача Q , м ³ /с	$0,8 \cdot Q$	0,3016	0,3016	0,3016
Температура нафти T , К	$t_3 + (5 \dots 10^\circ)$	-163	-163	-163
Щільність ρ , кг/м ³	$\rho(t)$	470	0,877	0,885
В'язкість ν , м ² /с	$\nu(t)$	0,0001	0,0001	0,0001
Умовний прохід d_y , м	Задаємося згідно попередніх розрахунків	0,3	0,3	0,3
Довжина вертикальних ділянок Δz , м	$Z_i - Z_{i-1}$	3	20,3	0
Статичні втрати тиску $H_{ст}$, м. вод.ст.	$\Delta Z \times \rho \times g$	1,3818	9,3501	0
Довжина ділянок трубопроводу l , м	Вимірюємо згідно креслення	46	20,3	135,5
Абсолютна шорсткість e , мм	Задаємося	0,06	0,06	0,06
Відносна шорсткість ε	$\frac{2 \times e}{d_y}$	0,24	0,2	0,2
Швидкість V , м/с	$\frac{4 \times Q}{8 \times d_y^2}$	9,605	9,605	9,605
Число Re	$\frac{V \times d_y}{\nu}$	19210	19210	19210
Коефіцієнт гідравлічного опору λ	$\frac{0,3164}{Re^{0,25}}$	0,0816	0,0816	0,0816
Сума коефіцієнтів динамічного тертя, $\sum \xi$		5,9	0,15	7,4
Втрати тиску в місцевих опорах $H_{мест}$, м. вод.ст.	$\sum \xi \times \frac{V^2 \times \rho}{2 \times g}$	2,5	0,06	3,2
Втрати тиску на тертя по довжині трубопроводу $H_{тр}$, м. вод.ст.	$\lambda \times \frac{l \times V^2 \times \rho}{2 \times g \times d_y}$	4,9	2,1	14,6
Втрати тиску в системі $H_{сум}$, м. вод.ст.	$H_{тр} + H_{ст} + H_{місц}$	8,9	11,6	17,8
Витрати тиску в системі при заданному H , м. вод.ст.		38,3		

Таблиця 5.4. Гідравлічний розрахунок з перевантаженням системи

Параметр	Розрахункова формула	Уч. 1-2	Уч. 2-3	Уч. 3-4
Подача Q , м ³ /с	$1.2 \cdot Q$	0,4524	0,4524	0,4524
Температура нафти T , К	$t_3 + (5 \dots 10^\circ)$	-163	-163	-163
Щільність ρ , кг/м ³	$\rho(t)$	470	0,877	0,885
В'язкість ν , м ² /с	$\nu(t)$	0,0001	0,0001	0,0001
Умовний прохід du , м	Задається згідно розрахунків	0,3	0,3	0,3
Довжина вертикальних ділянок Δz , м	$Z_i - Z_{i-1}$	3	20,3	0
Статичні втрати тиску $H_{ст}$, м. вод.ст.	$\Delta Z \times \rho \times g$	1,3818	9,35018	0
Довжина ділянок трубопроводу l , м	Вимірюється згідно креслення	46	20,3	135,5
Абсолютна шорсткість e , мм	Задається	0,06	0,06	0,06
Відносна шорсткість ϵ	$\frac{2 \times e}{d_y}$	0,24	0,2	0,2
Швидкість V , м/с	$\frac{4 \times Q}{8 \times d_y^2}$	14,40	14,40	14,40
Число Re	$\frac{V \times d_y}{\nu}$	28815	28815	28815
Коефіцієнт гідравлічного опору λ	$\frac{0.3164}{Re^{0.25}}$	0,08156	0,08156	0,08156
Сума коефіцієнтів динамічного тертя, $\sum \xi$		5,9	0,15	7,4
Втрати тиску в місцевих опорах $H_{мест}$, м. вод.ст.	$\sum \xi \times \frac{V^2 \times \rho}{2 \times g}$	5,8	0,14	7,27
Втрати тиску на тертя по довжині трубопроводу $H_{тр}$, м. вод.ст.	$\lambda \times \frac{l \times V^2 \times \rho}{2 \times g \times d_y}$	11,1	4,9	32,8
Втрати тиску в системі $H_{сум}$, м. вод.ст.	$H_{тр} + H_{ст} + H_{місц}$	18,3	14,4	40,0
Витрати тиску в системі при заданному H , м. вод.ст.		72,8		

Вибір насоса та перевірка на кавітацію

Приймаємо для установки в вантажній системі насос поглиблений відцентрований Shinko Ind. Ltd. SM 350 [13]

Подача

$Q=2100 \text{ м}^3/\text{год}$

Напір

$H=190 \text{ м}$

Робимо перевірку без кавітаційно ї роботи системи, яка визначається по формулі:

$$H_{\text{вак}}^{\text{доп}} \geq H_{\text{пот}}^{\text{вс}}, \text{ де } H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = 1 \text{ м. вод. ст.}$$

$$H_{\text{пот}}^{\text{вс}} = H_{\text{тр}}^{1-2} + H_{\text{м}}^{1-2} = 5,8 + 11,1 = 16,9$$

$$17 \geq 16,9$$

Робимо висновок, що насос не кавітує.

Обираємо дросельну шайбу

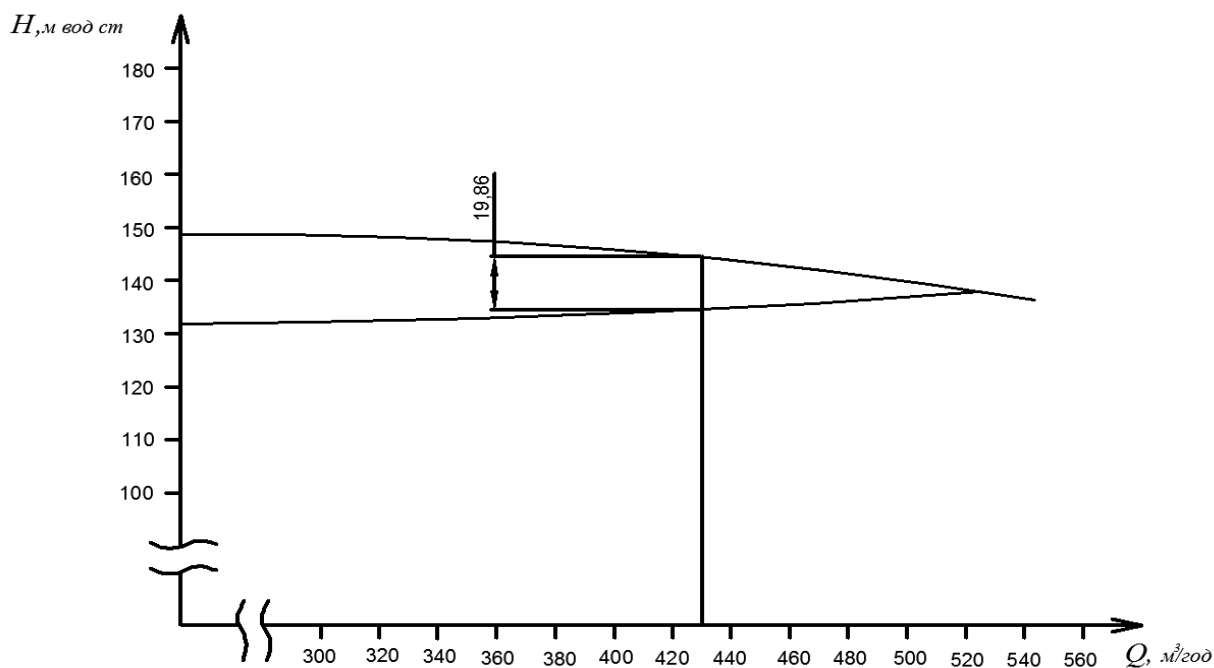


Рис. 5.2. Графік залежності $H_C = f(Q)$, $H_H = f(Q)$

Робимо висновок, що для забезпечення визначеної подачі за насосом необхідно встановити дросельну шайбу з втратою напору $H_{\text{дин}} = 20 \text{ м.вод.ст.}$

$$H_{\text{дин}} = \zeta_{\text{дин}} \frac{v^2}{2g}$$

Звідки

$$\zeta_{\text{дин}} = \frac{H_{\text{дин}} 2g}{v^2} = \frac{20 \cdot 2 \cdot 9,8}{0,236^2} = 830,5$$

За отриманим значенням коефіцієнту опору можемо знайти $k_F=2,68$ та визначити за допомогою нього площу отвору у шайбі.

$$k_F = \frac{F_o}{F_{\text{тр}}}$$

де F_o – площа отвору шайби, а $F_{\text{тр}}$ – площа поперечного перерізу трубопроводу.

$$F_o = F_{\text{тр}} \cdot k_F = 0,0783 \cdot 2,68 = 0,21 \text{ м}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4F_o}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,21}{3,14}} = 0,268 \text{ м}$$

5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу

Арматура вантажних і зачисних систем включає клінкети трубопровідні та перебіркові, прийомні хrapки, фільтри (грязьові коробки), компенсатори, приводи клінкети, кінгстони, труби, сполуки, патрубки.

Клінкетная система передбачає з'єднання суміжних танків між собою клінкетами, через які переміщуються маси зрідженого газу в корпусі при веденні вантажних робіт.

Засувка клінкетна фланцева дводискова

Тиск – 6 кгс/см².

Провідне середовище – вода морська з температурою від -2° до $+50^\circ\text{C}$, масло з температурою до $+80^\circ\text{C}$, нафта і темні нафтопродукти з температурою до $+80^\circ\text{C}$, пар з температурою до $+250^\circ\text{C}$, газ природний, нафтопродукти з температурою до $+250^\circ\text{C}$, вода прісна.

Матеріал корпусу – бронза.

					БР.6.135.4217см3.02.05.ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

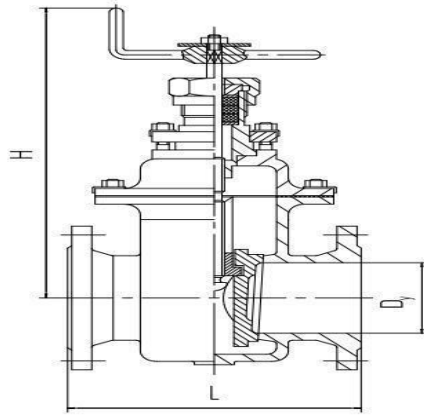


Рис.5.3. Засувка клінькетна фланцева дводискова

Фільтр сітчастий одинарний штуцерний

Тиск – 6 кгс/см².

Провідне середовище – масло, паливо, нафтопродукти.

Матеріал – неіржавіюча сталь, дюралевий сплав.

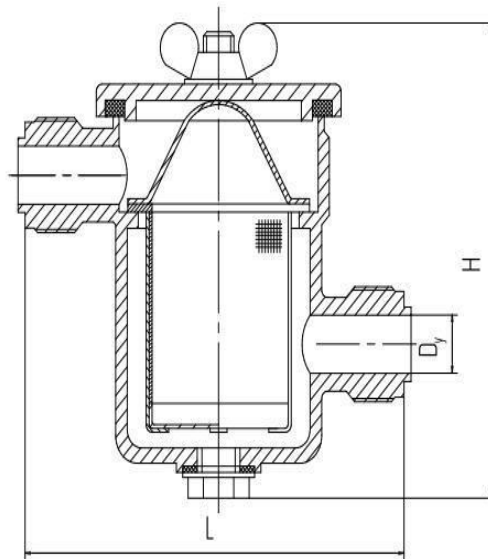


Рис.5.4. Фільтр сітчастий одинарний штуцерний

Лінзовий компенсатор

Тиск – 6 кгс/см².

Провідне середовище – масло, паливо, нафтопродукти.

Матеріал – високоміцна сталь.

					БР.6.135.4217см3.02.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

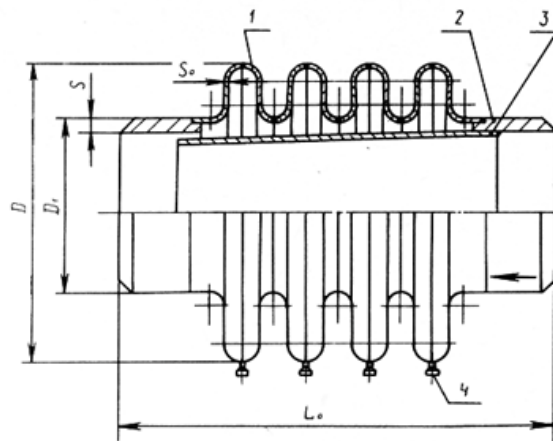


Рис.5.5.Лінзовий компенсатор

Поплавцевий конденсатовідвідник

Тиск – 6 кгс/см².

Провідне середовище – нафта і темні нафтопродукти з температурою до +80 °С, пар з температурою до +350 °С, газ природний.

Матеріал –лита стальWBC.

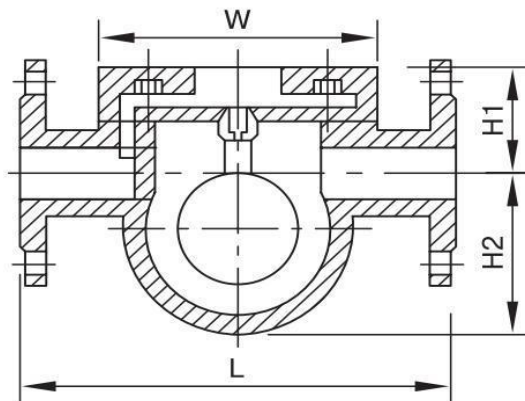


Рис.5.6.Поплавковий конденсатовідвідник

Ізоляція

Rockwool Marine Wired Mat 80, 90, 105 — гнучкі прошивні мати, виготовлені з кам'яної вати. Одна сторона покрита дріт'яною сіткою, що гальванізується, з розміром вічка 1". Мат прошитий дротом, що гальванізується. Продукт може поставлятися з покриттям з різних матеріалів. Сфера застосування: застосовуються як технічна ізоляція, зокрема, для ізоляції труб, температура яких не перевищує 250°С.

					БР.6.135.4217см3.02.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

Розрахунок трубопроводу на міцність

Визначаємо теоретичну товщину стінки:

$$S = \frac{S_o + b + c}{1 - (a/100)} = \frac{1,214 + 0,158 + 2}{1 - (0/100)} = 3,372 \text{ мм}$$

Визначаємо теоретичну товщину стінки:

$$S_o = \frac{d \times p}{2 \times \sigma \times \varphi + p} = \frac{325 \times 0,6}{2 \times 80 \times 1 + 0,6} = 1,214 \text{ мм}$$

де $d = 325$ мм - зовнішній діаметр труби;

$p = 0,6$ Мпа – розрахунковий тиск;

$\sigma = 80$ Мпа – допустимий опір матеріалу;

$\varphi = 1$ – коефіцієнт міцності для безшовних труб;

$c = 2$ мм – прибавка на корозію вантажних систем танкера для нафтопродуктів.

Надбавка, що враховує фактичне стоншування труби при її згинанні:

$$b = 0,4 \times S_o \times \frac{d}{R} = 0,4 \times 1,214 \times \frac{325}{1000} = 0,158 \text{ мм}$$

$R/d > 2,5$, тому $R = 1300$ мм – середній радіус прогину труби.

Висновки:

1. Спроектована вантажна система для танкера газовоза.
2. Основними етапами є: визначення складу та основних вимог згідно керуючим документам, розробка схеми, виконання гідравлічних розрахунків, підбір зануреного насосу, перевірку трубопроводу на міцність, підбір ізоляції.
3. Підібрано занурений насос Shinko Ind. Ltd. SM 350. Особливістю перевезення ЗПГ є температура середовища: -163°C . Rockwool Marine Wired Mat 80, 90, 105.

					БР.6.135.4217см3.02.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

					КРБ.6.135.4217ст3.02.06.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Охорона праці в машинному відділенні судна	Літ.	Арк.
Студент		Стефанський І.М.					Аркушів
Керівник		Чередніченко О.К.				62	8
						НУК	

РОЗДІЛ 6 Охорона праці в машинному відділенні [14,15,16]

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

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

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

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

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

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

					БР.6.135.4217см3.02.06.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

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

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

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

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

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

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

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

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

					БР.6.135.4217см3.02.06.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

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

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

Вогнегасні засоби поділяються на чотири основні групи:

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

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

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

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

					БР.6.135.4217см3.02.06.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

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

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

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

1) зупинити холодильну установку і перекрити повітропровід повітряного охолодження трюмів;

2) відкрити аварійний випуск хладагенту з системи. При використанні в якості хладагенту аміаку додатково необхідно включити систему зрошення для поглинання парів аміаку водою.

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

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

					БР.6.135.4217см3.02.06.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

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

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

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

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

					БР.6.135.4217см3.02.06.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

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

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

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

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

					БР.6.135.4217см3.02.06.ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

Висновок. Для танкера газовозу описано та проаналізовано джерела шуму і вібрації на судні та засоби їх зниження, а також описано засоби гасіння пожежі та дії екіпажу у разі її виникнення

					БР.6.135.4217см3.02.06.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

ВИСНОВКИ

При виконанні кваліфікаційної роботи вирішені такі задачі:

1. За запасами палива визначено максимальну автономність плавання – 21038 миль, та дальність плавання – 45 діб при швидкості руху 19,48 вузлів.

2. Складена структурна схема енергетичної установки, таблиця режимів. Для визначення ефективності СЕУ виконані розрахунки теплових балансів елементів СЕУ. Визначені КВТ та ККД установки на ходовому режимі та стоянковому режимі без вантажних операцій, значення яких становить відповідно – 0,41 та 0,33 для ходового режиму та 0,57 і 0,29 для стоянкового.

3. З урахуванням потреб у прісній воді на членів екіпажу, потреб СЕУ та судна у цілому визначено продуктивність опріснювальної установки 27-28 т/добу.

4. Розраховано робочий цикл дизеля WinGD 5X72DF та побудована його індикаторна діаграма.

5. Виконано обґрунтування компоновочної схеми суднового допоміжного котла Aalborg Alfa Laval AQ-10/12W, розрахунок процесу горіння та тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь нагріву допоміжного котла.

6. Розроблена принципова схема вантажної системи. Проведено гідравлічний розрахунок найвіддаленішої ділянки та підбір основного обладнання. Підібрано занурений насос Shinko Ind. Ltd. SM 350.

7. Наведений аналіз джерел шуму і вібрації на судні та засоби їх зниження. Описані засоби гасіння пожежі та дії екіпажу у разі її виникнення.

					КРБ.6.135.4217см3.02.В.ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Significant Ships of 2020. Printed in Wales by Pensord Press, Tram Road, Pontllfraith, Blackwood, Gwent NP12 2YA.- 114 с.
2. Горбов В.М. Основи суднової енергетики: збірник практичних занять / В.М.Горбов, І.П.Єсін, В.С.Мітенкова – Миколаїв: НУК, 2018. – 244с
3. Winterthur Gas & Diesel Ltd. X72DF. Maintenance Manual. Issue 002 2020-10. URL: <https://www.manualslib.com/manual/2034972/Wingd-X72df.html#manual>
4. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови морських суден. Том 3. Київ : РСУ, 2021. 336 с.
5. Project guide HiMSEN H35DF(V)P for propulsion. 2023 1st edition. URL: <https://www.maritimeinformed.com/datasheets/hyundai-heavy-industries-6h35dfp-prime-mover/co-1623926422-ga/h35df-v-p-project-guide-2023-1st-edition-23-02-10.pdf>
6. Alfa Laval Aalborg AQ-10/12W. Технічна характеристика. URL: <https://www.maritimeinformed.com/alfa-laval-aalborg-aq-10-12-boilers-technical-details.html>
7. Горбов В.М. Енциклопедія суднової енергетики: підручник/ В.М.Горбов. – Миколаїв: НУК, 2010. – 624 с
8. Alfa Laval AQUA Blue E1 S-type. URL: <https://assets.alfalaval.com/documents/p4c4501b4/alfa-laval-product-leaflet-aqua-blue-e1-s-type-en.pdf>
9. Горбов В.М., Т.Г. Слаутіна, О.В. Січкарюк Методичні вказівки до вивчення дисципліни «Суднові енергетичні установки» для студентів заочної форми навчання Миколаїв: НУК, 2004.-52 с.
10. Наливайко В. С. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: підручник / В.С.Наливайко, Б.Г.Тимошевський, С.Г.Ткаченко. – Миколаїв: НУК, 2015 – 332 с.
11. Єпіфанов О. А. Конструкції суднових котлів : навч. посіб. Миколаїв: НУК, 2016. 198 с.

					КРБ.6.135.4217см3.02.Л.ПЗ.	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

12. В. С. Мітенкова, Н. В. Коробейнікова, О. С. Єлеонська Методичні вказівки до вивчення дисципліни «загальносуднові установки і системи. частина II. загальносуднові системи» для студентів заочної форми навчання Миколаїв: НУК, 2022.-60 с

13. SM submerged liquefied gas pumps. Specification. URL: https://www.shinkohir.co.jp/pdf/catalog2026/lng_pumps_SM.pdf

14. Міжнародна конвенція з охорони людського життя на морі (SOLAS) URL: <https://www.austlii.edu.au/au/other/dfat/treaties/1968/7.html>

15. Міжнародна конвенція про запобігання забрудненню з суден (MARPOL) URL: [https://www.imo.org/about/conventions/listofconventions/pages/international-convention-for-the-prevention-of-pollution-from-ships-\(marpol\).aspx](https://www.imo.org/about/conventions/listofconventions/pages/international-convention-for-the-prevention-of-pollution-from-ships-(marpol).aspx)

16. Резолюції та циркуляри ІМО (International Maritime Organization) URL: <https://www.imo.org/en>

					КРБ.6.135.4217см3.02.Л.ПЗ.	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

[illegible]

[illegible]

[illegible]



SCF LA PEROUSE – LNG tanker

Shipbuilder: **Hyundai Samho Heavy Industries Co., Ltd.**
 Vessel's name: **SCF La Perouse**
 Owner/Operator: **SCF**
 Country: **Russia**
 Designer: .. **Hyundai Samho Heavy Industries Co., Ltd.**
 Country: **Republic of Korea**
 Flag: **Liberia**
 IMO number: **9849887**
 Total number of sister ships already completed (excluding ship presented): **2**
 Total number of sister ships still on order: **Nil**

Russian owner Sovcomflot took delivery of *SCF La Perouse* in February as the first of three 174,000m³ Atlanticmax LNG tankers ordered from South Korean shipbuilder Hyundai Samho. The two sister ships, *SCF Barents* and *SCF Timmerman*, were delivered in July 2020 and January 2021 respectively. *SCF La Perouse* has been time chartered by Total and its sisters by Shell.

The hull dimensions of the vessel are a length of 297.09m, beam of 46.4m and moulded depth of 26.5m. The cargo containment system is a GTT Mark III Flex type and the ship is easily identifiable as a membrane type carrier. However, the silhouette is unusual due to *SCF La Perouse's* Babcock LGE ecoSMRT boil-off partial reliquefaction system. The compressor room for this system is a cuboid structure placed forward of the accommodation and over its No.4 Tank. It extends across most of the starboard side of the deck. All vessels of the series are among the first globally to feature the ecoSMRT system, which significantly reduces cargo losses while on long voyages or awaiting cargo operations.

SCF La Perouse is a twin skeg ship and its propulsion system comprises a pair of low-pressure Otto cycle WinGD 5-cylinder X72DF engines built under license by Hyundai. Each of the engines has a power output of 12,035kW at 69rpm. The twin propellers are 8.7m diameter fixed pitch types fitted with Hyundai's proprietary Hi-Fin cap, which offset the swirls generated by the propeller and thus improve efficiency. Hyundai's Hi-Fin rudders with bulbs complete the propulsion arrangement.

Four dual-fuel gensets are installed; two of each 7- and 8-cylinder versions of the HiMSEN H35DF engines with Hyundai Electric alternators. The combination of dual-fuel models and energy saving measures allows the vessel to achieve an EEDI rating of 5.19 compared with a required rating of 8.95.

TECHNICAL PARTICULARS

Length oa: 297.09m
 Length bp: 291.0m
 Breadth moulded: 46.40m
 Depth moulded
 to main deck: 26.50m
 to upper deck: 26.50m
 to other decks: 35.50m (trunk deck)

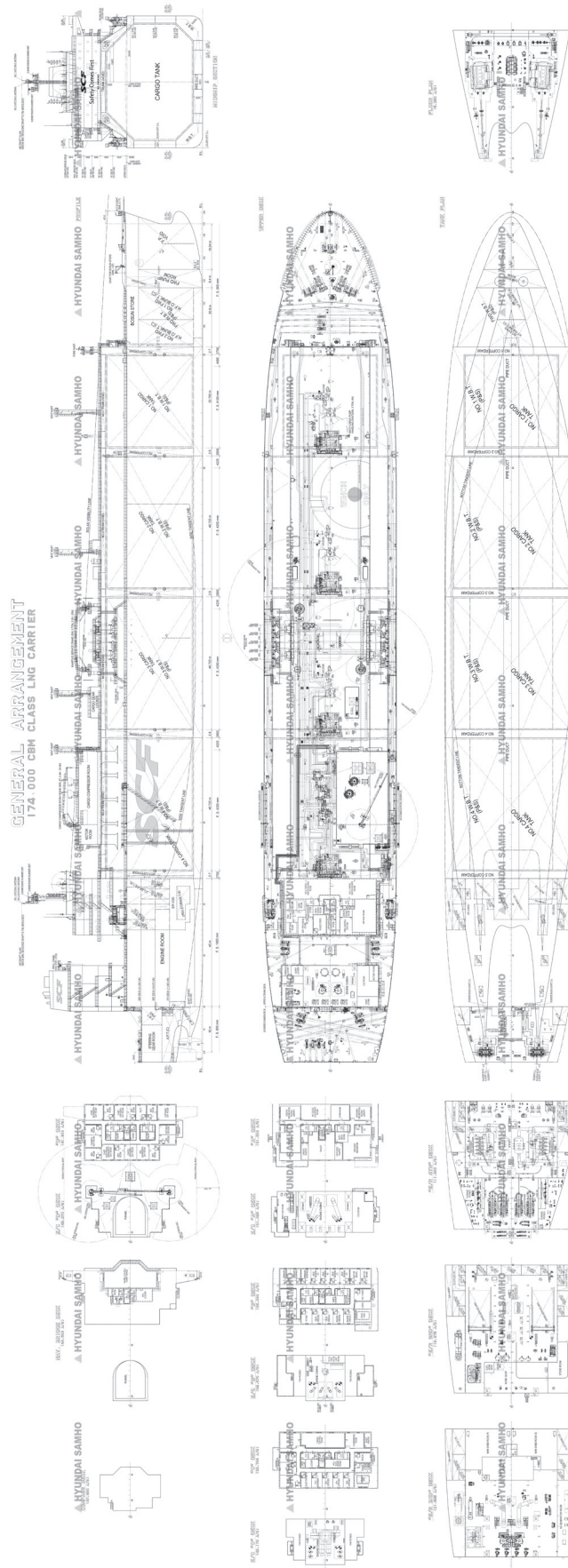
Width of double skin
 side: 2.56m
 bottom: 3.20m
 Draught
 scantling: 12.50m (moulded)
 design: 11.52m (moulded)
 Gross: 116,779gt
 Displacement: 127,760t (scantling draught)
 Lightweight: 34,734t
 Deadweight
 scantling: 93,026t
 design: 81,776t
 Block co-efficient: 0.7364 (scant. draught)
 Speed, service (–%MCR output): 19.48knots
 (design draught, NCR with 20% S.M.)
 Cargo capacity (m³)
 Liquid volume: 173,958.4
 Bunkers (m³)
 Heavy oil: 4,879.0
 Diesel oil: 869.0
 Water ballast (m³): 64,316.0
 Classification society and notations: BV
 % high-tensile steel used in construction: 29.8%

Propulsion
 Main engine(s)
 Design: Two stroke, crosshead, turbocharged, reversible, diesel
 Model: 5X72DF
 Manufacturer: Hyundai-WinGD
 Number: 2
 Type of fuel: HFO, ULSFO, MGO, MDO, GAS(LNG)
 Output of each engine: 12,035
 Is this a diesel-electric or hybrid?: No, diesel

Propeller(s)
 Material: Ni-Al-Bronze
 Designer/Manufacturer: Hyundai Heavy Industry
 Number: 2
 Fixed/Controllable pitch: Fixed
 Diameter: 8,700mm
 Speed: 69.0rpm (at MCR)
 Special adaptations: Hi-Fin
 Diesel-driven alternators
 Number: 4
 Engine make/type: Hyundai HiMSEN / 7H35DF, 6H35DF
 Type of fuel: HFO, ULSFO, MGO, MDO, GAS(LNG)
 Alternator make/type: Hyundai Electric / HSJ9 803-10P
 Output/speed of each set: .. 4,000kVA (2 sets) / 720rpm, 3,450kVA (2 sets) / 720rpm

Boilers
 Number: 1
 Type: Cylindrical, forced draught
 Make: Alfa Laval
 Output, each boiler: 7,500kg/h
 Stern appendages/special rudders: . Skeg bulb / Hi-Rudder

Deck machinery
 Cargo cranes/cargo gear
 Number: 2 sets
 Make: Oriental
 Type: Electro-hydraulic
 Performance: SWL 5t
 Other cranes
 Number: 3 sets
 Make: Oriental
 Type: Electro-hydraulic
 Tasks: Provision handling, cargo machinery room service
 Performance: SWL 8t / 2t, SWL 6t
 Mooring equipment
 Number: 9 sets
 Make: Flutek
 Type: Electric
 Special lifesaving equipment
 Number of each and capacity: 2 sets / 34 persons
 Make: Norsafe
 Type: Davit launched
 Cargo tanks
 Number: LNG 4 tanks
 Grades of cargo carried: LNG
 Product range: Nitrogen 0.35, methane 95.74, ethane 3.2 propane 0.6, butane 0.1, pentane and heavier 0.01
 Coated tanks: Membrane type GTT Mark III Flex
 Stainless steel – structure/piping: ASTM A312 GR.TP304L
 Cargo pumps
 Number: 8 sets
 Type: Vertical centrifugal, submerged
 Make: Shinco
 Stainless steel: Ball bearing
 Capacity (each): 1,850m³/h x 165m
 Cargo control system
 Make: Emerson
 Type: Electro-hydraulic remote control system
 Ballast control system
 Make: Emerson
 Type: Electro-hydraulic remote control system
 Ballast water treatment system
 Make: Techcross
 Capacity: 2,600m³/h x 2 sets
 Complement
 Officers: 19
 Crew: 15
 Suez/Repair Crew: 6
 Navigation and other equipment
 Bridge control system
 Make: Hyundai Electric
 Type: Floor mounting and self-standing type
 Is bridge fitted for one-man operation? .. Yes
 Integrated bridge system?: No
 Radars
 Number: S-band radar / X-band radar (total: 2 set)
 Make: JRC
 Model(s): JMR-9230-S (S-band) / JMR-9225-6X
 Fire detection system
 Make: Consilium
 Type: Fire detection system CCP
 Fire extinguishing systems
 Engine room: CO₂ system
 Make/Type: NK
 Cabins: Portable fire extinguisher
 Make/Type: Fine
 Public spaces: Portable fire extinguisher
 Make/Type: Fine
 Waste disposal plant
 Sewage plant
 Make: ACO marine
 Model: Biological
 Efficiency
 Attained EEDI value: 5.19
 Required EEDI value: 8.95
 Energy Saving Technologies*: Hi-FIN, Hi-Rudder Bulb
 Contract date: 28 December 2017
 Delivery date: 10 February 2020



Характеристики головного двигуна 5X72DF

Кількість	2
Максимальна потужність N_e , кВт	12035
Частота обертання колінчатого валу n , хв^{-1}	69
Питома витрата палива (дизель) g_e , $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	177,6
Питома витрата палива (газ) g_e , $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	142,3
Ступінь підвищення тиску повітря в компресорі дизеля	3,755
ККД компресора	0,86
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	2,55
Температура відхідних газів, К	523
Температура повітря на вході в компресор, К	310
Нижча теплота згоряння дизельного палива $Q_{\text{г}}^i$, кДж/кг	42700
Нижча теплота згоряння газового палива $Q_{\text{г}}^i$, кДж/кг	7149
коефіцієнт корисної дії електрогенератора $\eta_{\text{ег}}$	0,95
Коефіцієнт корисної дії валопроводу $\eta_{\text{вп}}$	0,99
Пропульсивний коефіцієнт η	0,7

Характеристики допоміжних двигунів H35DF

Hyundai HiMSEN 7H35DF	
Кількість	2
Ефективна потужність, кВт	3360
Частота обертання колінчатого валу, хв^{-1}	720
Питома витрата палива, $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	186
ККД компресора	0,88
Степінь підвищення тиску повітря в компресорі	3,5
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	2,2
Температура відхідних газів К	573
Температура повітря на вході в компресор, К	310
Нижча теплота згоряння палива $Q^i_{\text{г}}$, кДж/кг	42700
ККД електрогенератора $\eta_{\text{ег}}$	0,96
Hyundai HiMSEN 7H35DF	
Кількість	2
Ефективна потужність, кВт	2880
Частота обертання колінчатого валу, хв^{-1}	720
Питома витрата палива, $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	186
ККД компресора	0,88
Степінь підвищення тиску повітря в компресорі	3,5
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	2,2
Температура відхідних газів К	573
Температура повітря на вході в компресор, К	310
Нижча теплота згоряння палива $Q^i_{\text{г}}$, кДж/кг	42700
ККД електрогенератора $\eta_{\text{ег}}$	0,96

Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна WinGD 5X72DF

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 298$ К (стандартні умови застосування).

Тиск навколишнього повітря p_0 . Варто приймати $p_0 = 0,1013$ МПа (стандартні умови застосування).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. При нерозділеній камері згоряння для ВОД $\varepsilon = 12 - 18$. Приймаємо $\varepsilon = 15,7$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення $П_k$. З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,483$.

Показник адіабати повітря $k_\varepsilon = 1,4$.

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,95$.

Адiabатний ККД турбіни $\eta_{m.ad} = 0,81$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,025$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проєктованого. Для ВОД нових моделей ці коефіцієнти лежать у межах: $\xi_z = 0,85 - 0,95$; $\xi_b = 0,90 - 0,99$.

Приймаємо $\xi_z = 0,92$; $\xi_b = 0,95$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високофорсованих двигунів $\lambda = (1,05 - 1,5)$. Приймаємо $\lambda = 1,2$.

Підігрів заряду від стінок циліндру ΔT_a . Ця величина складає: $(5 - 45)$ К – для ДВЗ з наддувом та $(10 - 20)$ К – для ДВЗ без наддуву.

Приймаємо $\Delta T_a = 10$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Для 4 – тактних двигунів $\zeta = (0,92 - 0,99)$. Приймаємо $\zeta = 0,99$.

Механічний ККД двигуна η_m . Для ВОД з $D_c < 300$ мм та $\rho_k > 0,2$; η_m знаходиться у межах $0,84 - 0,94$. Приймаємо $\eta_m = 0,89$.

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

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах $600 - 900$ К. Приймаємо $T_r = 850$ К.

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на паливо середнього складу [6]: С = 0,87 кг – кількість вуглецю; Н = 0,126 кг – кількість водню;

С = 0 кг – кількість сірки; О = 0,004 кг – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 4 – тактних двигунів $Z = 0,5$.

Нижча теплота згоряння палива. Приймаємо $Q_n = 42700$ (кДж/кг).

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 0,3$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку ϕ_n . Для 4 – тактних двигунів ця величина дорівнює нулю.