

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 шатлу TOVE KNUTSEN
Power plant of the shuttle tanker TOVE KNUTSEN

Виконав: студент 4211 групи
Баранюк К.Д.
(підпис) (прізвище ініціали)

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

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

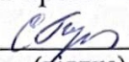
Кафедра експлуатації суднових енергетичних установок та теплоенергетики

Спеціальність 135 Суднобудування

Освітня програма Суднові енергетичні установки та устаткування

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми

 Кузнецова С.А.
(підпис)

«__» _____ 2026 р.

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

Студенту Баранюку Костянтину Дмитровичу
(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Енергетична установка танкера шатлу
TOVE KNUTSEN

Керівник роботи викладач кафедри ЕСЕУ та ТЕ Коробейнікова Н.В.
Затверджені наказом ректора № _____ від «__» _____ 20__ року

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

3. Вихідні дані по роботі: дані по танкеру шатлу. Головні розміри: L 278,95 м,
B 48,00 м, T 23,60 м; дедвейт 152868 т; швидкість ходу 14,5 вуз,
склад СЕУ: 1 ГД, 2 ДГ1, 3 ДГ2, ДК, 1 КК, 1 ОУ

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

Розділ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки (ЕУ)

1.1 Загальні відомості про судно

1.2 Основні характеристики

1.3 Морехідні якості

1.4 Загальна характеристика суднової енергетичної установки (СЕУ)

Розділ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки

2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки

2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки

2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи

Розділ 3 Визначення параметрів суднового двигуна (СД) 6G70ME-C10.5

3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна.

3.2 Системи головного двигуна

3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

3.4 Побудова індикаторної діаграми

Розділ 4 Розрахунок характеристик суднового котла (СК) KangRim PB 09

- 4.1 Загальний устрій котла
- 4.2 Вибір компоновальної схеми котла
- 4.3 Розрахунок процесу горіння
- 4.4 Тепловий баланс котла
- 4.5 Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь

Розділ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи – зачисної.

- 5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми
- 5.2 Гідравлічний розрахунок системи
- 5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на мі

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. Компоновальне креслення суднового котла – 1 лист.
- 5. Схема загальносуднової системи – 1 лист.

6. Консультанти розділів роботи

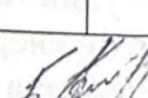
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прий
3			
4			
6			

7. Дата видачі завдання «__» ____ 20__ року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

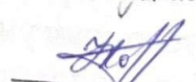
Номер	Назва етапів роботи	Терміни виконання етапів роботи	Пр
1	Загальна характеристика судна та ЕУ		
2	Визначення ефективності СЕУ		
3	Визначення параметрів СД		
4	Розрахунок характеристик СК		
5	Визначення характеристик (ЗСС)		
6	Охорона праці у (МВ)судна		

Завдання прийняв до виконання студент


Підпис

Баранюк К.Д.
ПІБ

Керівник роботи


Підпис

Коробейнікова
ПІБ

АНОТАЦІЯ

В кваліфікаційній роботі спроектована енергетична установка шатл танкера TOVE KNUTSEN. Судно цього проекту спроектовано та побудовано найбільшою у світі південнокорейською суднобудівною компанією Hyundai Heavy Industries.

В роботі описано загальні характеристики судна та його енергетичної установки; визначено ефективність СЕУ на основних режимах роботи; визначено параметри робочого циклу суднового головного двигуна MAN B&W 6G70ME-C10.5 та побудовано індикаторну діаграму; розраховано характеристики суднового допоміжного котла KangRim PB 09; спроектовано зачисну систему та підібрано комплектуюче обладнання; проведено аналіз потенційних небезпек і шкідливостей у машинному відділенні.

Робота складається із пояснювальної записки обсягом 83 сторінок друкованого тексту, з 11 таблицями та 15 рисунками, а також креслень, які виконані за стандартами. Під час виконання проекту використано літературу, яка налічує 19 джерел,

Ключові слова. Суднова енергетична установка, Головний двигун, Допоміжний котел. Зачисна система

ABSTRACT

In the qualification thesis, the power plant of the shuttle tanker TOVE KNUTSEN was designed. The vessel of this project was designed and built by the world's largest South Korean shipbuilding company Hyundai Heavy Industries.

The thesis describes the general characteristics of the vessel and its power plant; determines the efficiency of the ship power plant under the main operating conditions; determines the working cycle parameters of the marine main engine MAN B&W 6G70ME-C10.5 and presents the indicator diagram; calculates the characteristics of the marine auxiliary boiler KangRim PB 09; designs the stripping system and selects the required auxiliary equipment; and analyzes potential hazards and harmful factors in the engine room.

The thesis consists of an explanatory note comprising 83 pages of printed text, including 11 tables and 15 figures, as well as drawings prepared in accordance with applicable standards. During the preparation of the project, 19 literature sources were used.

Keywords: Ship Power Plant, Main Engine, Auxiliary Boiler, Stripping System.

					КРБ.6.135.4211.01.А.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		3

ПЕРЕЛІК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ

КРБ – кваліфікаційна робота бакалавра

ВОУ – водоопріснювальна установка

ГД – головний двигун

ГРЩ – головний розподільний щит

ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння

ДГ – дизель-генератор

ЕУ – енергетична установка

ЗІП – запасні інструменти і пристрої

ККД – коефіцієнт корисної дії

МКВ – машинно-котельне відділення

МОД – малооборотний двигун

ОМ – охолодження масла

ОПВ – охолодження прісної води

ПК – пропульсивний комплекс

ПНВТ – паливний насос високого тиску

ПУ – пропульсивна установка

СЕС – суднова електростанція

СЕУ – суднова енергетична установка

ТНА – турбонаддувочний агрегат

ЦПУ – центральний пост управління

					КРБ.6.135.4211.01.С.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

ЗМІСТ

	Стор.
Вступ	6
1. Загальна характеристика судна та енергетичної установки	7
1.1. Загальні відомості про судно	8
1.2. Основні характеристики судна	9
1.3. Морехідні якості судна	10
1.4. Загальна характеристика СЕУ	10
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	17
2.4. Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи	17
3. Визначення параметрів суднового двигуна B&W 6G70ME-C10.5	24
3.1. Загальний устрій та характеристики двигуна	25
3.2. Системи головного двигуна	27
3.3. Розрахунок робочого циклу двигуна	33
3.4. Побудова індикаторної діаграми	39
4. Розрахунок характеристик суднового допоміжного котла KangRim PB 09	41
4.1. Загальний устрій котла	42
4.2. Вибір компоновальної схеми котла	43
4.3. Розрахунок процесу горіння	45
4.4. Тепловий баланс котла	48
4.5. Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь	49
5. Визначення характеристик загальносуднової системи - зачисної	55
5.1. Розробка розгорнутої принципової схеми	56
5.2. Гідравлічний розрахунок системи	58
5.3. Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу	63
6. Охорона праці у машинному відділенні судна	69
6.1. Характеристика потенційних небезпек і шкідливостей у машинному відділенні	70
6.2. Рекомендації щодо захисту від пожежної небезпеки	75
Висновки	81
Список використаних літературних джерел	82
Додатки	

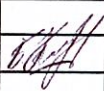
ВСТУП

Шаттл-танкер, також званий "плавучим трубопроводом" (Floating Pipeline), служить для навантаження сирої нафти з нафтових платформ, або суден типу FPSO (судно для видобутку, зберігання та відвантаження нафти), що виробляють видобуток на глибоководних родовищах і подальшій її транспорт суші.

Як правило, шаттл-танкери обладнані складною спеціалізованою вантажною системою, розташованою в носовій частині судна, що дозволяє приймати нафту з офшорних об'єктів навіть у важких погодних умовах. Також ці судна мають систему динамічного позиціонування класу DP-I/DP-II. На нових судах можна встановити системи класу DP-3.

Перші човникові танкери експлуатувалися в Північному морі ще в 70-х роках, вони були спроектовані як альтернатива підводним трубопроводам. В даний час вони вже широко поширені в офшорному секторі. Шаттл-танкери значно відрізняються від звичайних нафтоналивних танкерів. Вони використовуються в основному в регіонах з більш жорсткими кліматичними умовами, і повинні бути здатні проводити вантажні операції і самостійно маневрувати без підтримки буксирів в будь-яких погодних умовах.

					КРБ.6.135.4211.01.В.ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211.01.01.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Загальна характеристика судна та енергетичної установки	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Баранюк К.Д.						7	5
Керівник	Коробсіннікова Н.В.					НУК		

1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА СУДНА

1.1 Загальні відомості [1]

Шаттл танкер TOVE KNUTSEN було спроектовано та побудовано Hyundai Heavy Industries для судновласника Knutsen NYK Offshore Tankers AS у вересні 2020 року в Норвегії. Судно працює під прапором Норвегії. Номер IMO 9868376. Танкер TOVE KNUTSEN є першим із пари шаттл танкерів, замовлених у 2018 році. Разом зі своїм «сестринським» «Synnøve Knutsen», судна працюватимуть у Бразилії за довгостроковим чартером з енергетичним гігантом Equinor.

Судно є шаттл танкером класу DP2 водотоннажністю 152686 т з системою носового завантаження Pusnes 5-го покоління, яка дозволяє виконувати завантаження з буїв або подвійні операції з FPSO. Розміри корпусу: довжина 278,95 м, ширина 48 м, глибина 23,6 м та осадка 17,15 м. Вантажна схема включає шість пар вантажних танків, розділених центральною перегородкою, та одну пару відстійних танків. Місткість танків для вантажної нафти становить 169500 м³ та 3500 м³ для відстійних танків. Можна перевозити три види вантажу, а три вантажні насоси – електричні відцентрові Hamworthy, продуктивністю 4000 м³/год кожен.

Головний двигун – наддовгоходовий MAN B&W6G70ME-C10.5 потужністю 16190 кВт, який приводить у рух один гвинт з керованим кроком 8,7 м. Для операцій динамічного позиціонування (DP), маневреність та утримання місця розташування забезпечуються трьома висувними азимутальними підрулюючими установками Wärtsilä – двома передніми, потужністю 3100 кВт кожен та однією кормовою, потужністю 2200 кВт. Тунельна підрулююча установка потужністю 3300 кВт у передній частині та кормова тунельна підрулююча установка потужністю 2200 кВт у задній. Є п'ять генераторних установок, усі на базі двигунів HiMSEN 32/40 – дві 9-циліндрові та три 7-циліндрові. Загальна комбінована потужність становить 18720 кВт. Судно має електричну схему мережі постійного струму, що підходить для DP, і дозволяє використовувати позначення класу DNV GL для DYNPOS (AUTR).

					КРБ.6.135.4211.01.01.ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Класифікаційне товариство та позначення: DNV GL, +1A, Tanker for Oil, ESP, CSR, E0, DYNPOS(AUTR), BOW LOADING, F(A,M,C), TMON, NAUT(OC), BIS, CCO, BWM(T), SPM, VCS(2), COAT-PSPC(B,C), RECYCLABLE, LCS, CMON, CLEAN

1.2 Основні характеристики

Табл. 1.1. Основні характеристики судна [1]

Назва характеристики	Значення, примітки
Повна довжина, м	278,95
Довжина між перпендикулярами, м	268,70
Максимальна ширина судна, м	48,00
Висота судна:	
- до верхньої палуби, м	23,60
Товщина подвійного дна:	
- з бортів, м	2,50
- днище, м	2,70
Осадка:	
- повна, м	17,15
Валова місткість судна, т	84666
Дедвейт:	
- дедвейт проектний, т	152868
Вантажомісткість	
- рідкого вантажу, м ³	170028
Об'єм паливних цистерн:	
- дизельне паливо, м ³	3512,9
- водний баласт, м ³	54209,7
Добове споживання палива:	
- тільки головний двигун, т/добу	51

У верхній частині судна над машинним відділенням розташована бортова палуба з надбудовою, кормова рубка надбудови, житлові приміщення і рульова рубка.

1.3 Морехідні якості судна

Номінальна швидкість судна при повній осадці становить 14,5 вузла при 84% навантаження головного двигуна. Танкер TOVE KNUTSEN має необмежений район плавання. [1,2]

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

Добова витрата пального на допоміжний двигун 9H32/40 $G_{MDO}^{ДГ1} = 19 \text{ т / добу}$

Добова витрата пального на допоміжний двигун 7H32/40 $G_{MDO}^{ДГ2} = 15 \text{ т / добу}$

Добова витрата пального на допоміжний котел $G^{ДК} = 41 \text{ т / добу}$

Об'єм паливних цистерн для здійснення рейсу становить

$$\sum V_{MDO}^{XP} = 3512,9 \text{ м}^3$$

Автономність плавання на максимально навантаженому режиму за запасами палива можемо визначити за формулою, доба [3]

$$T_a = \frac{\sum V_{MDO}}{k_3 \cdot (G_{MDO}^{ГД} + G_{MDO}^{ДГ1} + 2G_{MDO}^{ДГ2} + G^{ДК}) \cdot \rho} = \frac{3512,9}{1,15 \cdot (51 + 19 + 30 + 41) \cdot 0,860} = 25,$$

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

Дальність плавання танкеру за запасами палива можемо визначити за формулою, милі [3]

$$S = v \cdot T_a = 14,5 \cdot 25 \cdot 24 = 8712$$

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

1.4 Загальна характеристика СЕУ [1]

На танкері використовується одновальна суднова енергетична установка з прямою передачею потужності головного двигуна на гвинт. В якості головного встановлено малообертовий двигуна типу B&W 6G70ME-C10.5 виготовлений фірмою Hyundai Heavy Industries, потужністю 16190 кВт.

Потужність передається на гвинт регульованого кроку, діаметром 8,7 м. гвинт виготовлено з матеріалу нікель-алюміній-бронза, фірмою Wärtsilä.

					КРБ.6.135.4211.01.01.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

Для вироблення електричної енергії на судні встановлено 5 дизель-генераторів. Первинні двигуни двох типів виготовлені NHI-NiMSEN. Два двигуна 9N32/40 потужністю 4500 кВт з генераторами HFJ7 914-10P, електричною потужністю 4320 кВт, та три двигуна 7N32/40 потужністю 3500 кВт з генераторами HFJ7 910-10P, електричною потужністю 3360 кВт. Частота обертання двигунів 720 хв⁻¹.

Допоміжна котельна установка складається з двох котлів фірми KangRim. Допоміжний котел PB TYPE паропродуктивністю 50 т/год. Комбінований котел PC TYPE паропродуктивністю 2,5/1,4 т/год.

На шаттл танкері TOVE KNUTSEN кормове розташування машинного відділення, що показано на рис.1.1.

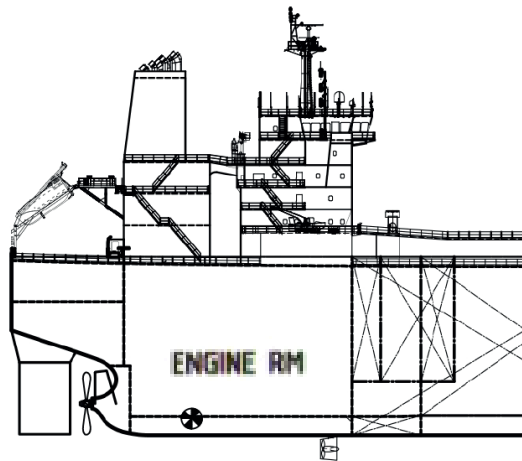


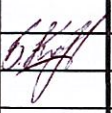
Рис.1.1. Розташування машинного відділення на шаттл танкері TOVE KNUTSEN.

Висновки:

1. TOVE KNUTSEN є шаттл танкером водотоннажністю 152686 т з системою носового завантаження 5-го покоління Pusnes, яка дозволяє виконувати завантаження з буїв або подвійні операції з FPSO.

2. Судно виконує тривалі рейси та працює біля Бразилії. Враховуючи склад СЕУ та запаси пального, автономність танкеру шаттлу складає до 21 доби, а з урахуванням середньої швидкості руху 14,5 вузлів дальність плавання складе до 8712 миль.

					КРБ.6.135.4211.01.01.ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211.01.02.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Визначення ефективності суднової енергетичної установки	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Баранюк К.Д.						12	12
Керівник	Коробейнікова Н.В.					НУК		

2. ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОЇ ПОТУЖНОСТІ СУДНОВОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки

Головний двигун [1,3,5]

В якості головного на шаттл-танкері TOVE KNUTSEN встановлено малообертовий двигун MAN B&W 6G70ME-C10.5, виготовлений фірмою Hyundai Heavy Industries. Це двотактний, крейцкопфний, реверсивний з газотурбінним наддувом при постійному тиску пари перед турбіною. Хід поршня 3256 мм, діаметр циліндрів 700 мм. Габаритні розміри: довжина 9318 мм, ширина 4396 мм, висота 13150 мм. Маса двигуна – 669 т. Двигун працює на дизельному паливі для зменшення шкідливих викидів. Основні характеристики надані у додатку 2.

Головні судові передачі, муфти, валопроводи та рушії:

На шаттл-танкері TOVE KNUTSEN з'єднання двигуна з валопроводом і валопроводу з рушієм забезпечується муфтами. Валопровід підводить потужність до рушія, сприймає упор, створений гребним гвинтом, і передає його через головний упорний підшипник корпусу судна, забезпечуючи його рух.

Рушій перетворює обертальний момент на упор. На танкері встановлено гребний гвинт контрольованого кроку розроблено та виготовлено фірмою Wärtsilä зі сплаву нікелю-алюмінію та бронзи, діаметром 8,7 м. Частота обертання 77,7 об/хв., співпадає з частотою обертання головного двигуна, тому застосовується пряма передача [1,4].

Діаметри валів визначимо згідно методики, наведених у Регістрі судноплавства України том 3 [6]. Приймаємо, що гребний вал зроблено зі сталі категорії міцності КМ-25, а проміжний вал – КМ-23 ($R_{гв} = 480$ МПа та $R_{пв} = 440$ МПа відповідно) розрахунок на міцність доцільно проводити на номінальну потужність ГД $N_e = 19020$ кВт при відповідній частоті обертання $n = 80$ хв⁻¹. Приймаємо коефіцієнти, що враховують особливості пропульсивноно комплексу: $F = 100$ для дизельних установок з прямою передачею; $k = 1,22$ – коефіцієнт, що

					КРБ.6.135.4211.01.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		13

враховує конструкцію з'єднання валу та гребного гвинта. Отже найменший припустимий діаметр обчислюється таким чином, мм:

$$d_{np} \geq F \sqrt[3]{\frac{N_e}{n_{BP}}} \geq 100 \sqrt[3]{\frac{19020}{80}} \geq 619,5$$

Мінімальний розрахунковий діаметр гребного валу, мм:

$$d_{min} \geq F \cdot k \cdot \sqrt[3]{\frac{N_e}{n_{BP}}} \geq 100 \cdot 1,22 \cdot \sqrt[3]{\frac{19020}{80}} \geq 755,8$$

Розрахункові діаметри валів, мм:

$$d_p^{zp} = d_{min} \sqrt[3]{560 / (R_{TB} + 160)} = 755,8 \cdot \sqrt[3]{560 / (480 + 160)} = 723$$

$$d_p^{np} = d_{np} \sqrt[3]{560 / (R_{TB} + 160)} = 619,5 \cdot \sqrt[3]{560 / (440 + 160)} = 605$$

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

Приймаємо найближче більше значення згідно таблиці номральних діаметрів для валів [6]: діаметр гребного валу $d_{gp} = 610$ мм; · діаметр проміжного валу $d_{np} = 730$ 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 [1,3,7,8]:

Суднова електростанція складається з 5-ти дизель-генераторів виготовлених фірмою HHI-HiMSEN типу H32/40

Приводні теплові двигуни – 9H32/40 та 7H32/40. Це чотирьохтактні, рядні, нереверсивні прості дії дизельні двигуни, що змонтовані на одній фундаментній рамі з генератором, установленій на амортизаторах. Хід поршня 400 мм, діаметр циліндра 320 мм. Всі обслуговуючі насоси і теплообмінні апарати навішені на двигуни, що мають наступні характеристики.

Електричні генератори виготовлені фірмою Hyundai Electric типу HFJ7 914-10P , HFJ7 910-10P, синхронні, потужністю по 2х4320 кВт та 3х3360 кВт.

Характеристики приводних теплових двигунів надані додатку 3.

					КРБ.6.135.4211.01.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		14

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

Допоміжна та утилізаційна котельна установки[1,9,10]:

На судні встановлено допоміжний та комбінований котли фірми KangRim

Таблиця 2.1. Основні характеристики допоміжного котла.

Характеристика	Значення
тип	PB 09
продуктивність насиченої пар, D_s	50000 кг/год
тиск пари, p_s	0,7 МПа
температура живильної води (прийнята), $t_{ж.в.}$	70 °С
ККД допоміжного котла, $\eta_{вг}^{дк}$	0,84

Таблиця 2.2. Основні характеристики комбінованого котла.

Характеристика	Значення
тип	PC 04
продуктивність насиченої пар, D_s	2500/1400 кг/год
тиск пари, p_s	0,7 МПа
температура живильної води (прийнята), $t_{ж.в.}$	60 °С
ККД допоміжної частини котла, $\eta_{вг}^{кк}$	0,84

Опріснювальна установка:

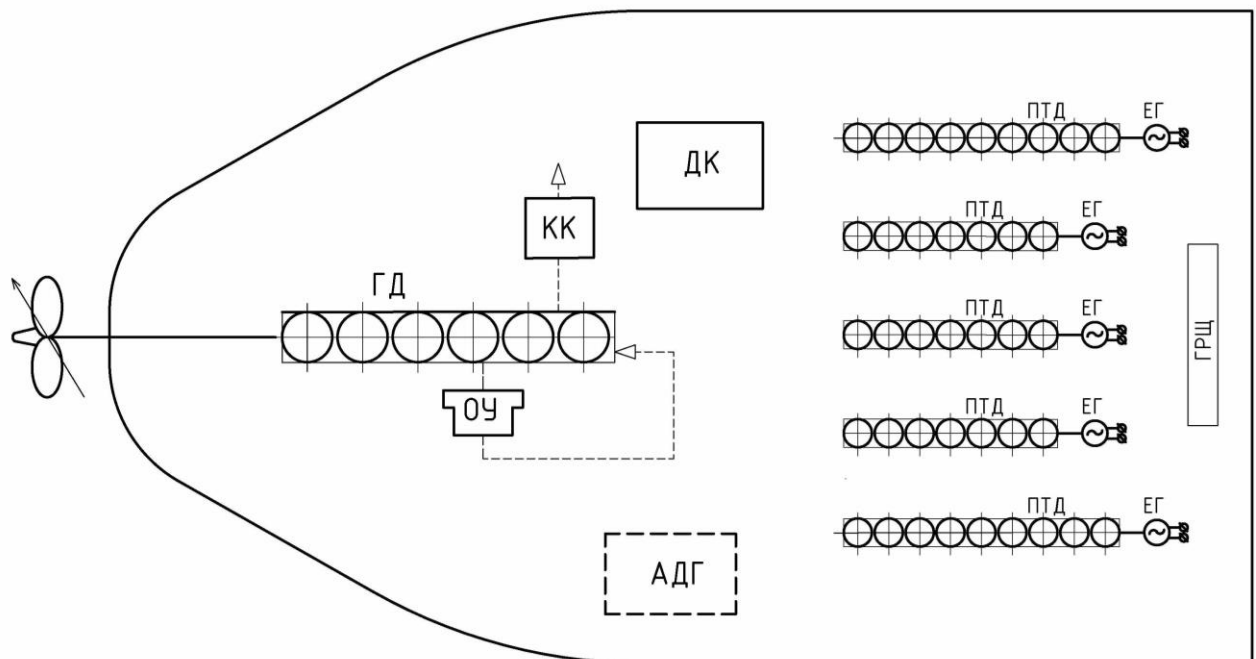
Прісна вода на судах використовується для побутових потреб, поповнення витоку води із замкнутих циркуляційних систем охолодження дизельних двигунів, конденсато-живильних систем, систем продування парових котлів, системи сажобудування крізь щілини з'єднань парових труб і арматури, а також для постачання до технологічних і спеціальних споживачів.

Визначаємо продуктивність установки враховуя потреби СЕУ та людей на судні [4].

$$= (10^{-3} \cdot 24 \cdot 0,005 \cdot [(50000 + 2500 + 1400)] + 36 \cdot 240 \cdot 10^{-3}) \cdot 2 = 30,22 \text{ т/добу}$$

Потреби судна забезпечується однією опріснювальною установкою Alfa Laval AQUA Blue E1 S-type, що працює від тепла охолоджуючої води головного двигуна, паропродуктивність якої становить 5 – 60 м³/добу. [19]

Структурна схема СЕУ зображена на рис.2.1.



ГД – головний двигун; ОУ – опріснювальна установка; КК – комбінований котел; ДК – допоміжний котел; ПТД – первинний тепловий двигун; ЕГ – електро-генератор, АДГ – аварійний дизель-генератор.

2.3. Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

Таблиця 2.3. Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

Обладнання	Режим				
	Ходовий		Стоянковий		Аварійний
	без підігріва вантажу	з підігрівом вантажу	з вантажними операціями	без вантажних операцій	
ГД(1)	+1	+1	-	-	-
ОУ(1)	+1	+1	-	-	-
КК (1)	+1	+(УК)	-	+(ДК)	-
ДГ1 ⁴³²⁰ (2)	+1	+1	+2	-	-
ДГ2 ³³⁶⁰ (3)	+2	+2	+2	+2	-
ДК(1)	-	+1	+1	-	-
АДГ(1)	-	-	-	-	+1

2.4. Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи [3,11]

Головний двигун

Теплота, що виділилась при спалюванні пального, кВт,

$$Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ}} = g_e N_e Q_i^r = 0,169 \cdot 16190 \cdot 42700/3600 = 32453,3 \text{ кВт};$$

$$G_{\text{ПАЛ}}^{\square} = g_e N_e = 0,169 \cdot 16190/3600 = 0,760 \text{ кг/с}.$$

Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_{\text{Г}}^{\text{ДГ}} = G_{\text{Г}} c_{\text{РГ}} T_{\text{Г}} - G_{\text{ПОВ}} c_{\text{РПОВ}} T_{\text{ПОВ}} =$$

$$= 29,67 \cdot 1,145 \cdot 483 - 28,91 \cdot 1,01 \cdot 310 = 7356,8 \text{ кВт}$$

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

$$G_{\text{ПОВ}} = \alpha_{\Sigma} L_0 g_e N_e = 2,41 \cdot 14,3 \cdot 0,169 \cdot 16190/3600 = 28,91 \text{ кг/с};$$

$$G_{\text{Г}} = G_{\text{ПОВ}} + G_{\text{ПАЛ}} = g_e N_e (1 + \alpha_{\Sigma} L_0) =$$

$$= 0,169 \cdot 16190 (1 + 2,65 \cdot 14,3)/3600 = 29,67 \text{ кг/с}.$$

Теплота, що відбирається від надувного повітря

$$Q_{\text{Н.ПОВ.}}^{\square} = G_{\text{ПОВ}} c_{\text{РПОВ}} (T_{\text{К}} - T_{\text{ПОВ}}) = 28,91 \cdot 1,01 \cdot (441 - 310) = 3825,1 \text{ кВт}$$

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

$$T_{\text{К}} = T_{\text{ПОВ}} + \Delta T = T_{\text{ПОВ}} \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\text{К}}} \right] =$$

$$= 310 \left[1 + (3,77^{0,286} - 1) \frac{1}{0,8} \right] = 441 \text{ К};$$

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

$$Q_{\text{ЗАЛ}}^{\text{ДГ}} = 0,015 Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ}} = 0,015 \cdot 32453,3 = 486,8 \text{ кВт.}$$

Втрати теплоти з охолоджуючою прісною водою і маслом у вузлах тертя відповідно складають: 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 МОД приймемо 10% втрат теплоти з прісною водою і 4,5 % - з маслом. Тобто:

$$Q_{\text{пр.в}} = 0,09 \cdot Q_{\text{ПАЛ}} = 0,09 \cdot 32453,3 = 2920,8 \text{ кВт.}$$

$$Q_{\text{М}} = 0,05 \cdot Q_{\text{ПАЛ}} = 0,05 \cdot 32453,3 = 1622,7 \text{ кВт.}$$

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для головного двигуна:

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

$$32453,3 = 16190 + 7356,8 + 3825,1 + 2920,8 + 1622,7 + 486,8$$

Нев'язка балансу складає 0,16 %, припустимий небаланс $\pm 0,5$ %.

Опріснювальна установка

З попередніх розрахунків визначено, що від прісної води системи охолодження ГД для отримання дистилату ОУ надходить $Q_{\text{пр.в.}} = 2920,8$ кВт. Перепад температур гарячої прісної води і заборотної води у випарнику прийнятий 20°C , забортна вода кипітиме при 60°C . За таблицями водяної пари визначаємо відповідний тиск цієї вторинної пари і далі ентальпії сухої насиченої пари та морської води, з якої утворюється дистилат:

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

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

$$Q_{\text{ОУ}} = \frac{D \cdot (i'' - i_{\text{зв}})}{24 \cdot 3600} = \frac{31000 \cdot (2609 - 251,1)}{24 \cdot 3600} = 846 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт використання тепла в ОУ

$$\eta^{\text{ОУ}} = \frac{Q_{\text{С}}^{\text{ОУ}}}{Q_{\text{пр.в}}^{\text{ГД}}} = \frac{846}{2920,8} = 0,29$$

					КРБ.6.135.4211.01.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		18

Комбінований котел РС 04 в режимі утилізації

Кількість теплоти, що може бути передана від газів живильній воді для утворення пари:

$$Q_z^{YK} = G_z^{ГД} \cdot c_{pz} (T_z - T_{від}^{YK}) = 29,67 \cdot 1,145 \cdot (483 - 453) = 1019$$

Кількість теплоти, що витрачено для здобуття насиченої пари від газів:

$$Q_S^{YK} = D_S^{YK} \cdot (i'' - i_{ПВ}) = \frac{1400 \cdot (2762,75 - 251,1)}{3600} = 977$$

Коефіцієнт використання тепла в УК:

$$\eta^{YK} = \frac{Q_S^{YK}}{Q_z^{YK}} = \frac{977}{1019} = 0,96$$

Комбінований котел РС 04 в режимі спалювання палива

Кількість теплоти, яка витрачена для одержання насиченої пари, кВт

$$Q_S^{ДК} = D_S^{ДК} \cdot (i'' - i_{ПВ}) = \frac{2500 \cdot (2762,75 - 251,1)}{3600} = 1744$$

Кількість теплоти, що виділилася при спалюванні палива у котлі

$$Q_{П}^{ДК} = \frac{Q_S^{ДК}}{\eta^{ДК}} = \frac{1744}{0,84} = 2076$$

де $\eta_{ВТ}^{ДК}$ - коефіцієнт використання теплоти в допоміжному котлі.

Дизель-генератор 9Н32/40

Теплота, яка виділилася при спалюванні палива, кВт:

$$Q_{ПАЛ}^{ДГ} = g_e N_e Q_i^r = 0,179 \cdot 4500 \cdot 42700/3600 = 9554 \text{ кВт};$$

$$G_{ПАЛ}^{ДГ} = g_e N_e = 0,179 \cdot 4500/3600 = 0,224 \text{ кг/с}.$$

Теплота, яка втрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_{Г}^{ДГ} = G_{Г} c_{pГ} T_{Г} - G_{ПОВ} c_{pПОВ} T_{ПОВ} = \\ = 7,94 \cdot 1,151 \cdot 553 - 7,71 \cdot 1,01 \cdot 310 = 2640 \text{ кВт}$$

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

$$G_{ПОВ} = \alpha_{\Sigma} L_0 g_e N_e = 2,41 \cdot 14,3 \cdot 0,179 \cdot 4500/3600 = 7,71 \text{ кг/с};$$

$$G_{Г} = G_{ПОВ} + G_{ПАЛ} = g_e N_e (1 + \alpha_{\Sigma} L_0) = \\ = 0,179 \cdot 4500 (1 + 2,41 \cdot 14,3)/3600 = 7,94 \text{ кг/с}.$$

Теплота, яка відбирається від наддувочного повітря:

$$Q_{Н.ПОВ.}^{ДГ} = G_{ПОВ} c_{pПОВ} (T_{К} - T_{ПОВ}) = 7,71 \cdot 1,01 \cdot (436 - 310) = 981 \text{ кВт}$$

					КРБ.6.135.4211.01.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		19

де T_K – температура повітря після наддувочного компресора:

$$T_K = T_{\text{пов}} + \Delta T = T_{\text{пов}} \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_K} \right] =$$

$$= 310 \left[1 + (2,7^{0,286} - 1) \frac{1}{0,81} \right] = 436 \text{ К};$$

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

$$Q_{\text{ЗАЛ}}^{\text{ДГ}} = 0,015 Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ}} = 0,015 \cdot 9554 = 143 \text{ кВт.}$$

Втрати теплоти з охолоджуючою прісною водою і маслом у вузлах тертя відповідно складають: 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 4,5 % - з маслом. Тобто:

$$Q_{\text{пр.в}} = 0,09 \cdot Q_{\text{ПАЛ}} = 0,09 \cdot 9554 = 860 \text{ кВт.}$$

$$Q_{\text{М}} = 0,045 \cdot Q_{\text{ПАЛ}} = 0,045 \cdot 9554 = 425 \text{ кВт.}$$

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

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

$$9554 = 4500 + 2640 + 425 + 860 + 981 + 143$$

Нев'язка балансу складає 0,05%, допустимий небаланс – 0,5 %.

Потужність електрогенератора

$$P_{\text{е}}^{\text{ДГ}} = N_e \cdot \eta_{\text{е}} = 4500 \cdot 0,96 = 4320 \text{ кВт.}$$

Дизель-генератор 7Н32/40

Теплота, яка виділилася при спалюванні палива, кВт:

$$Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ}} = g_e N_e Q_i^r = 0,179 \cdot 3500 \cdot 42700/3600 = 7431 \text{ кВт};$$

$$G_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ}} = g_e N_e = 0,179 \cdot 3500/3600 = 0,174 \text{ кг/с.}$$

Теплота, яка втрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_{\text{Г}}^{\text{ДГ}} = G_{\text{Г}} c_{\text{рГ}} T_{\text{Г}} - G_{\text{пов}} c_{\text{рпов}} T_{\text{пов}} =$$

$$= 6,17 \cdot 1,151 \cdot 553 - 6,0 \cdot 1,01 \cdot 310 = 2048 \text{ кВт}$$

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

$$G_{\text{пов}} = \alpha_{\Sigma} L_0 g_e N_e = 2,41 \cdot 14,3 \cdot 0,179 \cdot 3500/3600 = 6,0 \text{ кг/с};$$

					КРБ.6.135.4211.01.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		20

$$G_{\Gamma} = G_{\text{ПОВ}} + G_{\text{ПАЛ}} = g_e N_e (1 + \alpha_{\Sigma} L_0) =$$

$$= 0,179 \cdot 3500 (1 + 2,41 \cdot 14,3) / 3600 = 6,17 \text{ кг/с.}$$

Теплота, яка відбирається від наддувочного повітря:

$$Q_{\text{Н.ПОВ.}}^{\square} = G_{\text{ПОВ}} c_{\text{РПОВ}} (T_{\text{К}} - T_{\text{ПОВ}}) = 6,0 \cdot 1,01 \cdot (436 - 310) = 764 \text{ кВт}$$

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

$$T_{\text{К}} = T_{\text{ПОВ}} + \Delta T = T_{\text{ПОВ}} \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\text{К}}} \right] =$$

$$= 310 \left[1 + (2,7^{0,286} - 1) \frac{1}{0,81} \right] = 436 \text{ К;}$$

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

$$Q_{\text{ЗАЛ}}^{\text{ДГ}} = 0,015 Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ}} = 0,015 \cdot 7431 = 111 \text{ кВт.}$$

Втрати теплоти з охолоджуючою прісною водою і маслом у вузлах тертя відповідно складають: 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 4,5 % - з маслом. Тобто:

$$Q_{\text{пр.в}} = 0,09 \cdot Q_{\text{ПАЛ}} = 0,09 \cdot 7431 = 669 \text{ кВт.}$$

$$Q_{\text{М}} = 0,045 \cdot Q_{\text{ПАЛ}} = 0,045 \cdot 7431 = 334 \text{ кВт.}$$

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

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

$$7431 = 3500 + 2048 + 334 + 669 + 764 + 111$$

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

Потужність електрогенератора

$$P_{\text{ез}}^{\text{ДГ}} = N_e \cdot \eta_{\text{ез}} = 3500 \cdot 0,96 = 3360 \text{ кВт.}$$

Допоміжний котел РВ 09

Кількість теплоти, яка витрачена для одержання насиченої пари, кВт

$$Q_{\text{S}}^{\text{ДК}} = D_{\text{S}}^{\text{ДК}} \cdot (i'' - i_{\text{ПВ}}) = \frac{50000 \cdot (2762,75 - 295,5)}{3600} = 34267$$

					КРБ.6.135.4211.01.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		21

Кількість теплоти, що виділилася при спалюванні палива у котлі

$$Q_{\Pi}^{\text{ДК}} = \frac{Q_s^{\text{ДК}}}{\eta_{\text{ДК}}} = \frac{34267}{0,84} = 40795$$

де $\eta_{\text{ВТ}}^{\text{ДК}}$ - коефіцієнт використання теплоти в допоміжному котлі.

Ходовий режим

З таблиці режимів роботи (табл. 2.3) бачимо, що на ходовому режимі з підігрівом вантажему працює головний двигун, опріснювальна установка, допоміжний котел, комбінований котел в режимі утилізації та три дизель-генератори.

До рушія підводиться потужність $N_{\text{ВП}}$ (втрати потужності в підшипниках валопровода складають 1%):

$$Q_{\text{ВП}} = N \cdot (1 - \eta_{\text{ВП}}) = 16190 \cdot 0,01 = 162 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{ВП}} = N - Q_{\text{ВП}} = 16190 - 162 = 16028 \text{ кВт.}$$

Втрати енергії на рушієві Q_p визначаються величиною пропульсивного коефіцієнта:

$$(\eta_{\text{п}} = 0,70)$$

$$Q_p = 0,3 \cdot 16028 = 4808 \text{ кВт.}$$

Потужність, яка перетвориться на упор, є тим самим корисним ефектом ПК, який має місце в результаті спалювання палива в головному двигуні:

$$N_R = N_{\text{ВП}} - Q_p = 16028 - 4808 = 11220 \text{ кВт.}$$

Інакше можна записати:

$$N_R = N_e^{\text{ГД}} \eta_{\text{ВП}} \eta = 16190 \cdot 0,99 \cdot 0,7 = 11220 \text{ кВт,}$$

де $\eta_{\text{п}}$, $\eta_{\text{ВП}}$ – коефіцієнти корисної дії передачі, валопроводу.

Втратами енергії у муфтах враховуються тільки при використанні муфт ковзання, для муфт усіх інших типів утратами енергії нехтуємо.

ККД пропульсивного комплексу визначимо формулою

$$\eta_e^{\text{ПК}} = \frac{N_R}{Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ГД}}} = \frac{11220}{32453,3} = 0,346$$

					КРБ.6.135.4211.01.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		22

Використовуючи результати розрахунків потоків енергії в окремих елементах СЕУ, розроблюємо теплову діаграму розподілу теплової енергії, що виділилася при спалюванні його у названих вище елементах, під час роботи СЕУ на ходовому режимі.

Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ на ходовому режимі:

$$\begin{aligned} (\eta_{B.T.}^{CEY})_{X.P.} &= \frac{N_R + Q_S^{DK} + Q_{OV} + Q_S^{YK} + P_{EG}^{DG1} + 2P_{EG}^{DG2}}{Q_{PAL}^{GD} + Q_{PAL}^{DK} + Q_{PAL}^{DG1} + 2Q_{PAL}^{DG2}} = \\ &= \frac{11220 + 34267 + 955 + 977 + 4320 + 2 \cdot 3360}{32453,3 + 40795 + 9554 + 2 \cdot 7431} = 0,61 \end{aligned}$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на ходовому режимі:

$$(\eta_e^{CEY})_{X.P.} = \frac{N_R + P_{EG}^{DG1} + 2P_{EG}^{DG2}}{Q_{PAL}^{GD} + Q_{PAL}^{DK} + Q_{PAL}^{DG1} + 2Q_{PAL}^{DG2}} = \frac{11220 + 4320 + 2 \cdot 3360}{32453,3 + 40795 + 9554 + 2 \cdot 7431} = 0,23$$

Режим стоянки без вантажних операцій

На стоянці без вантажних операцій працюють два дизель-генератори та комбінований котел в режимі спалювання палива

Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ на режимі стоянки з вантажними операціями:

$$(\eta_{KBT}^{CEY})_{CT. без VO.} = \frac{2P_{EG}^{DG2} + Q_S^{KK}}{Q_{PAL}^{DG2} + Q_{PAL}^{KK}} = \frac{2 \cdot 3360 + 1744}{2 \cdot 7431 + 2076} = 0,49$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на режимі стоянки з вантажними операціями:

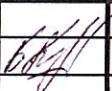
$$(\eta_e^{CEY})_{CT. без VO.} = \frac{2 \cdot P_{EG}^{DG2}}{2 \cdot Q_{PAL}^{DG2} + Q_{PAL}^{KK}} = \frac{2 \cdot 3360}{2 \cdot 7431 + 2076} = 0,40$$

Висновки:

1. Для визначення ефективності роботи СЕУ виконані розрахунки та обрані діаметри: гребного валу $d_{gp} = 610$ мм та проміжного валу $d_{np} = 730$ мм, а також продуктивності утилізаційної вакуумної опріснювальної установки з урахуванням потреб води на судні та параметрами охолоджуючої води ГД – 30-31 т на добу.

2. Результати розрахунків ККД та КВТ на ходовому режимі з підігрівом вантажу(ХР) та стоянки без вантажних операцій (СТ без ВО): ХР – ККД 0,23 та КВТ – 0,61 та СТ без ВО – ККД 0,40 та КВТ – 0,49. Одним з найнижчих показників є ККД під час ХР тому потрібно звернути увагу на підвищення ККД гвинта.

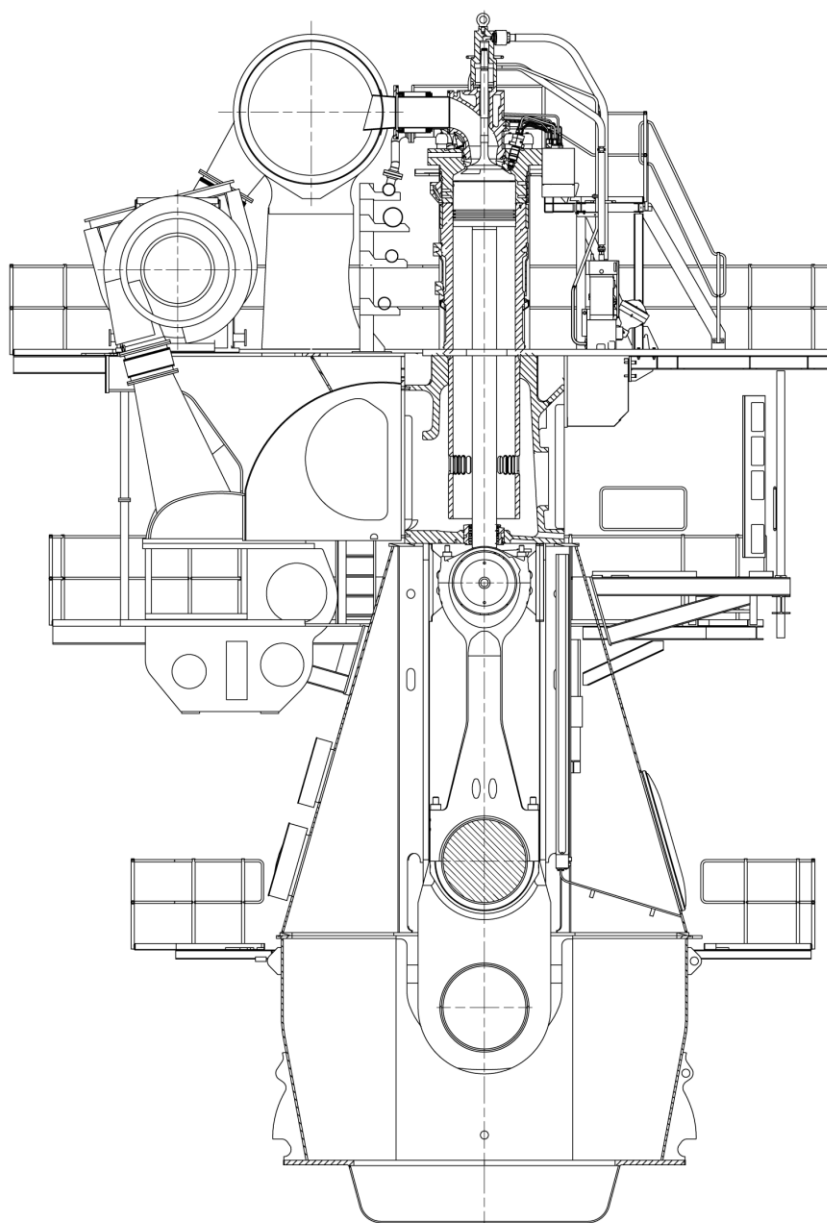
					КРБ.6.135.4211.01.02.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		23

					КРБ.6.135.4211.01.03.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Баранюк К.Д.			Визначення параметрів суднового двигуна 6G70ME-C10.5	Літ.	Арк.	Аркушів
							24	17
Керівник		Коробейнікова Н.В.			НУК			

3. ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СУДНОВОГО ДВИГУНА

3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна.

На судні встановлено малообертовий двотактовий двигун фірми MAN B&W моделі 6G70ME-C10.5 (рис. 3.1) потужністю при 100% навантаженні 19020 кВт. Згідно з описом [1] на танкері двигун експлуатується при 84% потужності, що становить 16190 кВт. Частота обертання $77,7 \text{ хв}^{-1}$. Габаритні розміри двигуна: довжина 9318 мм, ширина 4396 мм, висота 13150 мм. Маса двигуна – 669 т. Діаметр циліндра – 700 мм, хід поршня – 3256 мм. Витрата палива – 169 г/(кВт·год).



609 93 34-8.0.0

Рис. 3.1. Загальний вигляд двигуна MAN B&W 6G70ME-C10.5

					КРБ.6.135.4211.01.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

Колінчастий вал

Колінчастий вал виготовляється за напівзбірною схемою та складається з кованих або литих щік.

У кормовій частині колінчастий вал оснащений коміром упорного підшипника, фланцем для встановлення зубчастого колеса підвищувального редуктора (якщо він передбачений у конструкції), фланцем для встановлення поворотного колеса та фланцем для кріплення з'єднувальних болтів до проміжного валу.

У носовій частині колінчастий вал обладнаний коміром для демпфера осьових вібрацій та фланцем для встановлення балансувального (налаштувального) колеса. За необхідності цей фланець також може бути використаний для відбору потужності (РТО).

Упорний підшипник

Пропульсивне зусилля гребного гвинта передається через упорний комір, сегменти та фундаментальну раму на кінцеві підкладки та посадочне місце двигуна, а далі – на корпус судна. Упорний підшипник розташований у кормовій частині двигуна. Він є підшипником типу B&W-Michell і складається з упорного коміра на колінчастому валу, опори підшипника та сталевих сегментів із біметалевим покриттям на основі білої бронзи. Двигун будуть оснащені упорним підшипником типу 240 градусів. Для упорного коміра на різних типах двигунів застосовується гнучка кулачкова конструкція від MAN Energy Solutions. Упорний вал є інтегрованою частиною колінчастого валу та змащується через загальну систему змащення двигуна.

Шатун

Шатун виготовлений із кованої або литої сталі та оснащений кришками підшипників для хрестовини та шатунної шийки колінчастого валу. Кришки підшипників хрестовини та шатунної шийки закріплені на шатуні за допомогою шпильок і гайок, які затягуються гідравлічними домкратами. Підшипник хрестовини складається з комплекту тонкостінних сталевих вкладишів із біметалевим покриттям. Кришка підшипника хрестовини виконана монолітною,

					КРБ.6.135.4211.01.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

із косим вирізом для поршневого штока. Підшипник шатунної шийки також має тонкостінні сталеві вкладиші із біметалевим покриттям. Змащення здійснюється через масляні канали в хрестовині та штуні.

Поршень

Поршень складається з поршневої головки та поршневої спідниці. Поршнева головка виготовлена з термостійкої сталі. У верхній частині гільзи циліндра розташоване очисне поршневе кільце, яке знімає зайві відкладення золи та нагару з верхньої частини поршня. Поршень має три або чотири канавки для поршневих кілець, які мають твердо-хромоване покриття на верхній та нижній поверхнях. Кількість поршневих кілець (три або чотири) залежить від типу двигуна. Верхнє поршневе кільце є CPR-типу (Controlled Pressure Relief), тоді як інші можуть бути CPR-типу або з косим замком. Залежно від типу двигуна, верхнє поршневе кільце може бути вищим за інші. Всі поршневі кільця мають алюмінієве покриття на зовнішній поверхні для покращеного припрацювання. Поршнева спідниця виготовлена з чавуну та покрита бронзовою смугою або молібденовим покриттям.

Крейцкопф

Крейцкопф виготовлена з кованої сталі та оснащена напрямними башмаками зі сталевого лиття, робоча поверхня яких покрита білою бронзою. Напрямний червика має низький коефіцієнт тертя, а підшипники крейцкопф виконано за схемою широкої опорної поверхні. Телескопічний трубопровід для подачі мастила та трубопровід для відведення мастила закріплені на напрямних черевиків.

3.2 Системи головного двигуна

Паливна система

Система подачі палива розроблена таким чином, щоб забезпечити можливість використання як дизельного палива, так і мазуту. Із сервісного танка паливо подається до електропривідного насоса подачі, за допомогою якого підтримується тиск приблизно 4 бар у низькотисковій частині циркуляційної системи палива. Це дозволяє уникнути газоутворення у вентильовальній коробці в умовах робочих температур. Вентильовальна коробка з'єднана з сервісним

					КРБ.6.135.4211.01.03.ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

танком через автоматичний деаераційний клапан, який випускає газ, але утримує рідину. З низькотискової частини система подає паливо до циркуляційного насоса, також електропривідного, що перекачує паливо через підігрівач і повнопотоковий фільтр, розміщений безпосередньо перед входом у двигун. Вприскування палива здійснюється за допомогою електронно керованого бустера тиску, розташованого в гідравлічному циліндровому блоці (HCU) – по одному на кожен циліндр. Цей блок також включає виконавчий механізм для активації випускного клапана. Циліндрові блоки керування (CCU), що є частиною системи керування двигуном, розраховують момент упорскування палива та відкриття випускного клапана. Щоб забезпечити достатнє заповнення HCU, продуктивність циркуляційного насоса перевищує реальне споживання палива двигуном. Надлишкове паливо повертається назад через вентилявальну коробку. Для підтримання постійного тиску палива на форсунках за будь-яких режимів навантаження двигуна в систему інтегровано перепускний клапан пружинного типу. Тиск палива на вході до паливного насоса двигуна повинен становити 7–8 бар, що відповідає тиску циркуляційного насоса 10 бар.[5]

Масляна система

Масляна система головного двигуна забезпечує безперервну циркуляцію мастила для змащення, охолодження та очищення рухомих деталей, таких як розподільний вал, шатунні підшипники, поршні та інші вузли тертя. Масло зберігається в головному масляному резервуарі (картері або окремому танку) та подається насосом високої продуктивності до основної магістралі. Звідти воно розподіляється до всіх точок змащування двигуна. Перед подачею до двигуна масло проходить через теплообмінник, де охолоджується до робочої температури (приблизно 45–47 °C), і через фільтр тонкого очищення, що затримує механічні домішки. Після змащення вузлів, масло самопливом повертається в резервуар. Частина масла постійно подається через центрифугу для очищення від домішок і продуктів зносу. Центрифуга працює або в автоматичному, або в ручному режимі, забезпечуючи видалення твердих частинок без втрати мастила. У системі передбачений байпасний клапан, що дозволяє направити масло в обхід

					КРБ.6.135.4211.01.03.ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

охолоджувача при запуску двигуна або в разі потреби підтримати оптимальну температуру. Робота насоса, охолоджувача, фільтрів та клапанів автоматизована й контролюється з поста управління. Окрема система циліндрового змащення подає спеціальне лужне масло безпосередньо в циліндри для нейтралізації кислот, що утворюються під час згоряння палива. Подавання здійснюється синхронно з роботою двигуна, відповідно до навантаження і типу палива.[5]

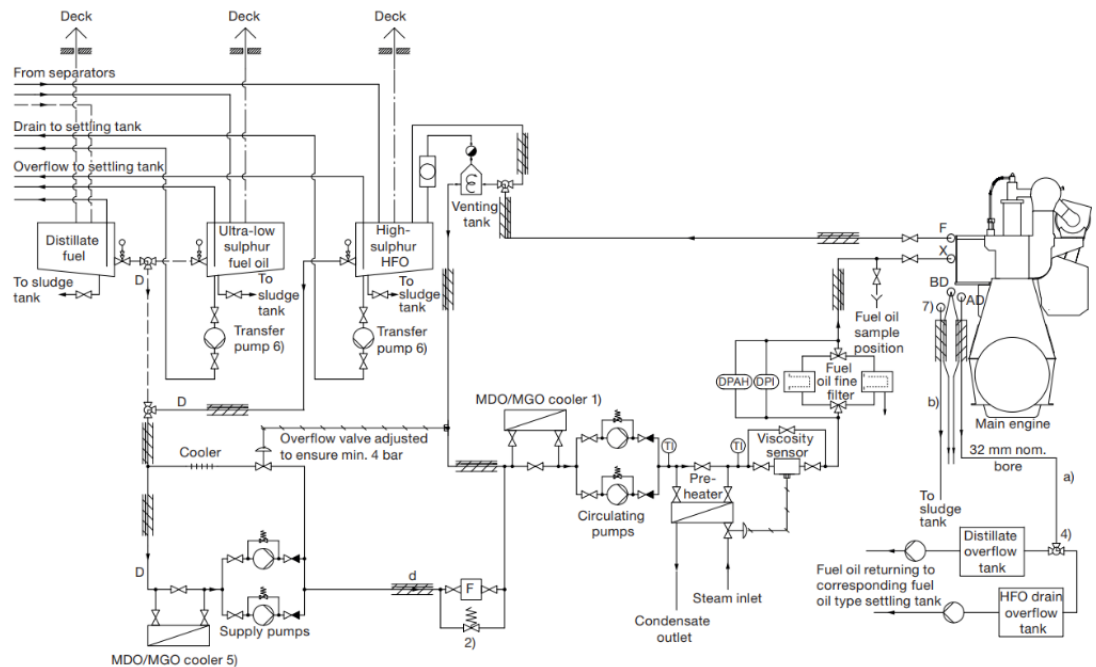


Рис. 3.2. Паливна система: 1- охолоджувач НFO/MDO; 2- Витранометр палива; 3- витрата палива (CFR); 4- клапан на зливному трубопроводі двигуна; 5- охолоджувач НFO/MDO; 6- насос перекачування; 7- фланцеве з'єднання (AF), а) обігрів паливопроводів, б) обігрів зливних ліній.

Система охолодження забортною водою

Система охолодження забортною водою використовується для відведення тепла від головного двигуна, охолоджувача мастильного масла, охолоджувача сорочкової води та охолоджувача наддувального повітря. Забортна вода надходить із кінгстона за допомогою насоса забортної води, після чого її потік розподіляється між окремими контурами: до охолоджувача мастильного масла, охолоджувача прісної води та допоміжних двигунів.

Після проходження через теплообмінні пристрої охолоджувальна вода знову змішується та подається до терморегулятора з трьохходовим клапаном, який регулює її подальший розподіл: частково спрямовуючи на скидання за борт, а частково – на рециркуляцію. Терморегулятор керується сигналами з датчика температури, встановленого у приймальній трубі забортної води. У разі зниження температури на вході нижче встановленого рівня терморегулятор автоматично спрямовує потік води на рециркуляцію до всмоктувального трубопроводу насоса, що запобігає надмірному охолодженню системи.

Продуктивність насоса забортної води розрахована так, щоб температура на виході після проходження всіх охолоджувачів не перевищувала 50 °С. У тропічних умовах, при максимальній вхідній температурі води 32 °С, загальний температурний приріст у системі не повинен перевищувати 18 °С. Для запобігання надмірному охолодженню мастильного масла при низьких температурах передбачено рециркуляцію води через терморегулятор, що гарантує підтримання мінімальної температури охолоджувальної рідини на рівні 10 °С.

Для забезпечення рівномірного розподілу охолоджувального потоку між усіма споживачами системи необхідно встановити дросельні шайби або регульовані запірні клапани. Це дозволяє досягти потрібного балансу витрат охолоджуючої води в системі. Щодо зовнішніх трубопроводів системи, встановлюється обмеження максимальної швидкості потоку забортної води на рівні 3,0 м/с, щоб уникнути ерозії та забезпечити тривалу надійність елементів трубопровідної арматури.[5]

Центральна система охолодження

Центральна система охолодження використовує єдиний теплообмінник, що охолоджується забортною водою, тоді як усі інші теплообмінники, включаючи охолоджувач сорочкової води, працюють на основі циркуляції центральної охолоджувальної води. Продуктивність насосів забортної води та центрального охолоджувача визначається так, щоб температура прісної води після проходження охолоджувача мастильного масла головного двигуна не перевищувала 54 °С. За тропічних умов із максимальною температурою вхідної води 36 °С підвищення

					КРБ.6.135.4211.01.03.ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

температури не повинно перевищувати 18 °С. Оптимальна робота двигуна залежить від мінімально можливої температури охолоджувальної води на вході до охолоджувача наддувного повітря. Відповідно до вимог MAN Energy Solutions, температура регулювального клапана центрального охолодження має бути не нижче 10 °С, що дозволяє температурі води відповідати температурі заборотної води. При застосуванні системи регулювання потоку насосів заборотної води точка налаштування температури повинна бути приблизно на 4 °С вище температури заборотної води, але не нижче 10 °С. [5]

Система подачі повітря

Пускове повітря під тиском 30 бар подається від пускових повітряних компресорів до пневматичних ресиверів, а далі транспортується до головного двигуна через вхід «А». Через редуційний вузол очищене стиснене повітря подається до випускних клапанів через вхід «В» двигуна. Окрім того, через редуційний клапан повітря тиском приблизно 7 бар подається до точки «АР» для виконання очищення турбонагнітача методом м'якого обдуву, а також у невеликій кількості – до випробувального стенду перевірки паливних клапанів. Конкретне значення робочого тиску повітря для очищення залежить від конструкції та типу встановленого турбонагнітача.

Пневматична пускова система містить головний пусковий клапан, зворотний клапан, соленоїдний клапан та безпосередньо пусковий клапан. Управління головним пусковим клапаном здійснюється автоматизованою системою керування двигуном. Система керування двигуном здійснює подачу керувального повітря до пускових клапанів відповідно до встановленої послідовності циліндрового запалювання.

Система наддувного повітря забезпечує подачу продувального повітря до циліндрів за допомогою одного або декількох турбонагнітачів, змонтованих на випускній стороні двигуна. Компресор турбонагнітача засмоктує повітря з машинного відділення через повітряний фільтр, після чого воно стискається та охолоджується у відповідному повітряному охолоджувачі наддуву, передбаченому для кожного турбонагнітача окремо.

					КРБ.6.135.4211.01.03.ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Головний двигун обладнаний щонайменше двома електричними допоміжними повітродувками. Повітродувки інтегровані в реверсивну камеру, розташовану під охолоджувачами наддувного повітря. Між охолоджувачем і ресивером встановлено зворотні клапани, які автоматично перекривають зворотний потік повітря при активації допоміжних повітродувок. Перед пуском двигуна повітродувки активуються послідовно, забезпечуючи повноцінне продування циліндрів та створення сприятливих умов для надійного запуску. Під час роботи двигуна допоміжні повітродувки автоматично вмикаються, якщо тиск на їхньому вході знижується нижче встановленого значення, що відповідає навантаженню головного двигуна в межах 25–35 %. То функціонування повітродувок триває доти, доки тиск на вході не перевищить допустиме значення із урахуванням гістерезисної надбавки, що відповідає навантаженню приблизно 30–40 %.[5]

Система відпрацьованих газів

Відпрацьовані гази відводяться з циліндрів до ресивера відпрацьованих газів та звідти газ надходить до турбонагнітача. Між корпусами випускних клапанів і ресивером, а також між ресивером і турбонагнітачем встановлено компенсатори. Між ресивером відпрацьованих газів і турбонагнітачем розміщено захисну решітку. Турбонагнітач обладнаний датчиком для контролю та дистанційної індикації швидкості обертання. Ресивер відпрацьованих газів і випускні трубопроводи мають термоізоляцію, закриту сталевим кожухом. Турбонагнітачі розташовані на випускній стороні двигуна. Також турбонагнітачі оснащені системою водяного промивання компресорної сторони та м'якого обдуву турбінної частини. При номінальному режимі (MCR) двигуна, загальний зворотний тиск у системі відпрацювання газів після турбонагнітача не повинен перевищувати 350 мм вод. ст. Крім того щоб уникнути надмірних втрат тиску, розробники фірми пропонують вважати нормою швидкість потоку близько 35 м/с, але не вище 50 м/с. Тому для проектування з'єднань зовнішніх випускних труб використовуються відповідні діаметри труб, розраховані на швидкість потоку 35 м/с до 50 м/с.

					КРБ.6.135.4211.01.03.ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

До складу системи відведення відпрацьованих газів головного двигуна входять: випускні трубопроводи, котел-утилізатор, глушник, іскрогасник, компенсатори та кріплення трубопроводів.

3.3. Розрахунок робочого циклу двигуна.[12]

Початкові параметри для розрахунку робочого циклу обирається за паспортними даними двигуна (в розрахунку на номінальний режим), або обираються з довідкових джерел для заданого типу двигуна, його швидкості і призначення. (додаток 4)

Розрахунок процесу наповнення

Тиск стисненого повітря перед охолоджувачем:

$$P_k = \pi_k P_0 = 2,7 \cdot 0,103 = 0,286 \text{ МПа}$$

Температура повітря за першим ступенем компресора:

$$T_k = T_0 \left[1 + \frac{\left[\left(\frac{P_{k1}}{P_0} \right)^{0,286} - 1 \right]}{\eta_{k.ad1}} \right] = 293 \left[1 + \frac{\left[\left(\frac{0,103}{0,286} \right)^{0,286} - 1 \right]}{0,8} \right] = 418,6 \text{ К}$$

Температура повітря перед двигуном:

$$T_s = T_k - \eta_0 (T_k - T_0) = 293 - 0,5(418,6 - 293) = 358,3 \text{ К}$$

Температура заряду наприкінці процесу наповнення:

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{358,3 + 5 + 0,02 \cdot 512}{1 + 0,02} = 367,2 \text{ К}$$

Тиск повітря перед двигуном:

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,286 - 0,005 = 0,281 \text{ МПа}$$

Тиск заряду наприкінці процесу наповнення:

$$P_a = 0,97 P_s = 0,97 \cdot 0,281 = 0,273 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a T_s}{P_s T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r} (1 - \varphi_a) = \frac{15}{15 - 1} \frac{0,273 \cdot 358,3}{0,281 \cdot 367,1} \frac{1}{1 + 0,02} (1 - 1,8) = 0,895$$

Розрахунок процесу стиснення

Середня мольна ізохорна теплоємність повітря:

$$C'_v \leftarrow 19,26 + 0,0025T$$

					КРБ.6.135.4211.01.03.ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згорання:

$$C''_v \leftarrow 20,47 + 0,0036T$$

Теплоємність суміші повітря і залишкових газів на ході стиснення:

$$c''_{vc} \leftarrow \frac{\gamma_r c''_v [\alpha(1 + \gamma_r) - \gamma_r] c'_v}{\alpha(1 + \gamma_r)} \leftarrow a_{vc} - b_c T$$

$$b_c = 0,002531 \quad a_{vc} = 19,294$$

Середній показник політропи стиснення:

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

$$n_1 = 1,364$$

Тиск наприкінці стиснення:

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} = 0,273 \cdot 15^{1,364} = 10,83 \text{ МПа}$$

Температура наприкінці стиснення:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 367,2 \cdot 15^{1,364 - 1} = 971,2 \text{ К}$$

Розрахунок процесу згорання

Дійсна кількість повітря для згорання:

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,65}{0,21} \left(\frac{0,84}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0,03}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,949$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta_0 = 1 + \frac{8H + O}{32L} = 1 + \frac{8 \cdot 0,126 + 0,004}{32 \cdot 0,949} = 1,033$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,033 + 0,9}{1 + 0,9} = 1,0302$$

Частка палива, що згоріло в точці z:

$$x_z = \frac{\zeta_z}{\zeta_b} = \frac{0,9}{0,98} = 0,918$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z:

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) x_z = 1 + \left(\frac{1,0302 - 1}{1 + 0,9} \right) 0,918 = 1,03$$

Середня мольна ізохорна теплоємність в точці z:

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

					КРБ.6.135.4211.01.03.ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta M = \left(\frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) = \left(\frac{0,126}{4} + \frac{0,004}{32} \right) = 0,0316$$

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

$$a_{vz}=19,897 \quad b_z=0,00308$$

Середня мольна ізохорна теплоємність в точці b:

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

$$a_{vb} = 19,75 \quad b_b = 0,00293$$

Максимальну температура згоряння знаходимо з рівняння:

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

Після підстановки отримуємо квадратне рівняння:

$$AT_z^2 + BT_z - C \leftarrow 0$$

$$A = 0,00323$$

$$B = 29,6381$$

$$C = 7,578 \cdot 10^4$$

$$T_z \leftarrow \frac{C}{AT_z + B}$$

Це рівняння розв'язуємо методом послідовних наближень:

$$T_z = 2,083 \cdot 10^3 \text{ К}$$

Максимальний тиск згоряння:

$$P_z = \lambda P_c = 1,35 \cdot 10,83 = 14,617 \text{ МПа}$$

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c} = \frac{1,03 \cdot 2,083 \cdot 10^3}{1,35 \cdot 971,2} = 1,636$$

Ступінь наступного розширення:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{1,636} = 8,558$$

Середній показник політропи розширення і температура в кінці процесу розширення (знаходимо із системи рівнянь методом послідовних наближень):

$$n_2 \leftarrow \left[\frac{8,314 \left(\frac{\beta_z}{\beta} T_z - T_b \right)}{\frac{Q_H |\zeta_b - \zeta_z|}{L |1 + \gamma_r| \beta} + \frac{\beta_z}{\beta} |a_{vz} + b_z T_z| T_z - |a_{vb} + b_b T_b| T_b} \right] + 1$$

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

$$n_2 = 1,246$$

$$T_b = 1,209 \cdot 10^3$$

Тиск наприкінці процесу розширення:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{14,617}{8,558^{1,246}} = 0,925 \text{ МПа}$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск:

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon-1} \left[\lambda(\rho-1) + \frac{\lambda\rho}{n_2-1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] = \frac{10,83}{15-1} [1,35(1,636-1) +$$

$$+ \frac{1,35 \cdot 1,636}{1,246-1} \left(1 - \frac{1}{8,558^{1,209-1}} \right) - \frac{1}{1,364-1} \left(1 - \frac{1}{15^{1,364-1}} \right)] = 2,244 \text{ МПа}$$

Дійсний середній індикаторний тиск:

$$P_i = P'_i \zeta (1 - \varphi_n) = 2,244 \cdot 1 \cdot (1 - 0,1) = 2,02 \text{ МПа}$$

Індикаторна питома витрата палива:

$$b_i = 433 \frac{P_s \eta_n}{\alpha L_0 T_s P_i} = 433 \frac{0,281 \cdot 0,85}{2,65 \cdot 0,495 \cdot 358,3 \cdot 2,02} = 0,169 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск:

$$P_e = P_i \eta_m = 2,02 \cdot 0,94 = 1,899 \text{ МПа}$$

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,498 \cdot 0,94 = 0,469$$

Питома ефективна витрата палива:

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m} = \frac{0,169}{0,94} = 0,1798$$

					КРБ.6.135.4211.01.03.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

Ефективна потужність двигуна:

$$N_e = 13,1 D_{ц}^2 S_{ц} z P_e n i = 15946,29 \text{ кВт}$$

Перерахунок π_k турбокомпресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор:

$$G = \left[\frac{\pi D_{ц}^2}{4} \right] S_{ц} \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R T_s} \right) \eta_{нi} z \left(\frac{n}{60} \right) \varphi_a = \left[\frac{3,14 \cdot 0,7^2}{4} \right] \cdot 3,256 \cdot \left(\frac{0,281 \cdot 10^6}{287 \cdot 358,2} \right) 0,85 \times \\ \times 6 \cdot 1 \cdot \left(\frac{127}{60} \right) \cdot 1,8 = 18,315 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Витрата газів через турбіну:

$$G_t = G + b_e \frac{N_e}{3600} = 18,315 + 0,169 \frac{16190}{3600} = 18,709 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Тиск газів перед турбіною:

$$P_r = 0,95 P_k = 0,95 \cdot 0,286 = 0,264 \text{ МПа}$$

Температура газів перед турбіною:

$$T_t = T_b \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 1209 \left(\frac{0,264}{0,925} \right)^{\frac{1,264-1}{1,264}} = 949,2 \text{ К}$$

Загальна кількість продуктів згоряння:

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21(\alpha - 1)L_0] + (0,79\alpha L_0) = \left(\frac{0,84}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + \\ + [0,21(2,65 - 1)0,495] + (0,79 \cdot 2,65 \cdot 0,495) = 0,92 \text{ кмоль}$$

Універсальна газова стала для відпрацьованих газів:

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 M_s 189} + \frac{H}{2 M_s 461,6} + \frac{0,21(\alpha - 1)L_0}{M_s 259,8} + \frac{0,79\alpha L_0}{M_s 296,8}} = \\ = \frac{1}{\frac{0,84}{12 \cdot 0,92 \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot 0,92 \cdot 461,6} + \frac{0,21(2,65 - 1)0,495}{0,92 \cdot 259,8} + \frac{0,79 \cdot 2,65 \cdot 0,495}{0,92 \cdot 296,8}} = \\ = 287,65$$

Показник адіабати розширення газів в турбіні:

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b T_t} = \frac{(19,95 + 0,0031 \cdot 949,2) + 8,314}{19,95 + 0,0031 \cdot 949,2} = 1,363$$

Дійсна ступінь підвищення тиску в турбокомпресорі:

$$\pi_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) R_t T_t \left[1 - \frac{1}{\left(0,905 \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t - 1}{k_t}}} \right] \eta_t G_t}{G R T_k \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}}$$

$$= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,363}{1,363 - 1} \right) 287,65 \cdot 949,2 \left[1 - \frac{1}{\left(0,905 \frac{0,286}{0,103} \right)^{\frac{1,363 - 1}{1,363}}} \right] 0,98 \cdot 18,709}{18,315 \cdot 287 \cdot 418,6 \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \frac{1}{0,839}} \right]^{\frac{1}{0,286}}$$

$$= 3,7796$$

Уточнений тиск стисненого повітря перед охолоджувачем:

$$P_{kd} = \pi_k P_0 = 2,7796 \cdot 0,103 = 0,29 \text{ МПа}$$

Порівняння заданого і отриманого тиску наддува:

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} = \frac{0,29 - 0,286}{0,29} = -0,014\%$$

Висновок: похибка у межах допустимої (0,1%).

Адіабатна робота привідного компресора (перший ступінь):

$$L_{k1} = R T_0 \left(\frac{k_B}{k_B - 1} \right) \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1 \right] = 287 \cdot 293 \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \left[\left(\frac{0,286}{0,103} \right)^{0,286} - 1 \right] = 0$$

Потужність, що споживає перший ступінь наддуву:

$$N_k = \frac{L_k G}{1000 \eta_{k.ad} \eta_m} = 0$$

Потужність двигуна на виході:

$$N_e = (13,1 D_{ц}^2 S_{ц} z P_e n i) - N_k = (13,1 \cdot 0,7^2 \cdot 3,256 \cdot 1899 \cdot 127 \cdot 6) - 0 = 15946 \text{ кВт}$$

Порівняння заданої і отриманої ефективної потужності двигуна:

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} = \frac{15946 - 16190}{15946} = -0,013\%$$

					КРБ.6.135.4211.01.03.ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновок: похибка у межах допустимої (0,1%).

3.4. Побудова індикаторної діаграми

Початкові данні для розрахунку індикаторної діаграми.

Ступінь стиснення	$\epsilon = 15$
Тиск наприкінці стиснення	$P_c = 11,953 \text{ МПа}$
Показник політропи стиснення	$n_1 = 1,364$
Показник політропи розширення	$n_2 = 1,291$
Ступінь попереднього розширення	$\rho = 1,72$
Максимальний тиск згоряння	$P_z = 13,746 \text{ МПа}$

Тиск стиснення
$$p = \frac{P_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}}$$

Тиск розширення
$$p = \frac{\lambda p_c \rho^{n_2}}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_2}}$$

Розрахунки приведено у табличній формі (табл.3.1), за ними побудована індикаторна діаграма (рис. 3.3).

Таблиця 3.1 Процеси стиснення та розширення

№	Процес стиснення		Процес розширення	
	V/V_c	P	V/V_c	P
1	1	9,686	1	13,076
2	1,636	4,9493	1,636	13,0761
3	2	3,76305	2	10,1641
4	3	2,16447	3	6,11297
5	4	1,46196	4	4,26166
6	5	1,07832	5	3,22147
7	6	0,8409	6	2,56307
8	7	0,68144	7	2,11256
9	8	0,56798	8	1,78685
10	9	0,48368	9	1,5415
11	10	0,41893	10	1,35071
12	11	0,36786	11	1,19855
13	12	0,32669	12	0,91767
14	13	0,2929	13	0,2929
15	14	0,26474	14	0,26474

$p, \text{МПа}$

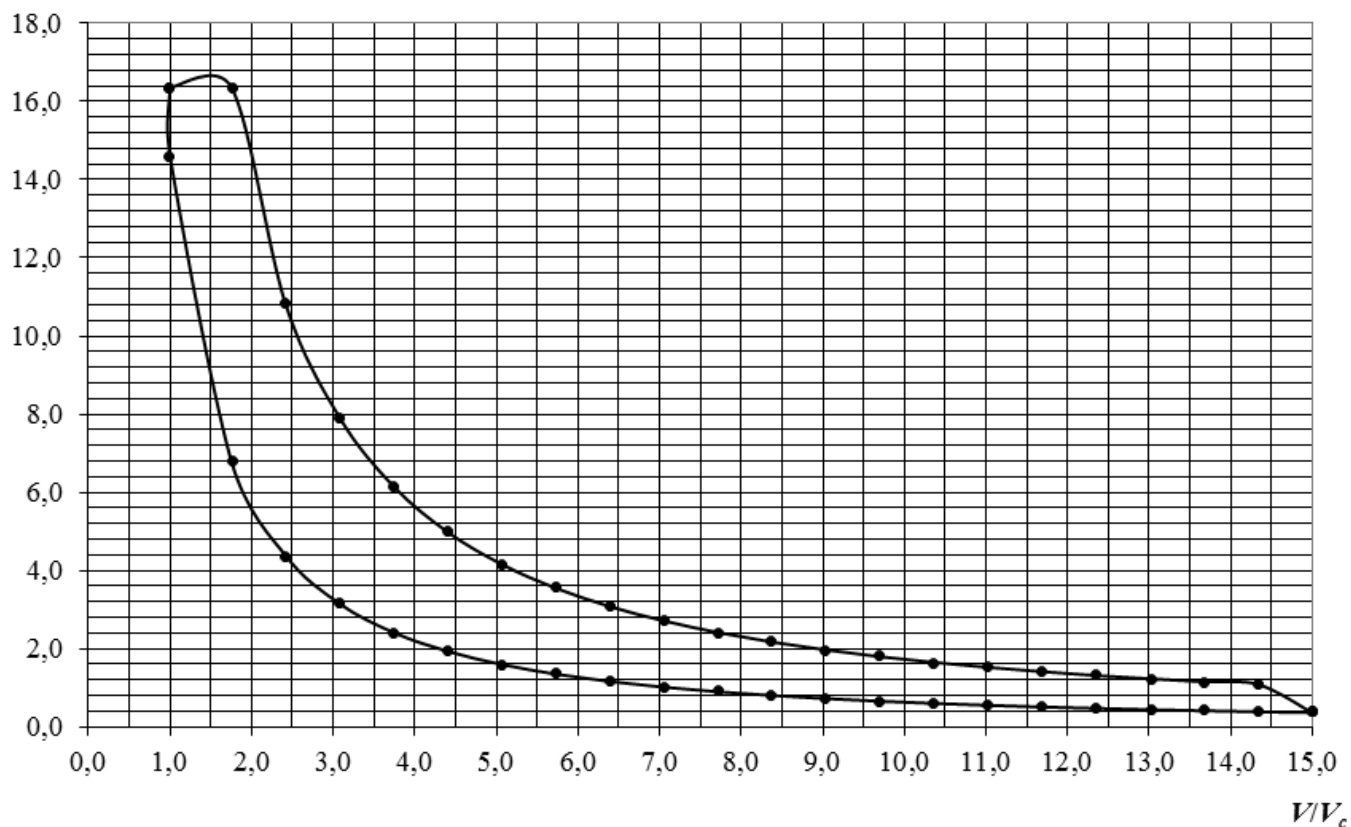


Рис.3.3. Індикаторна діаграма

Висновки:

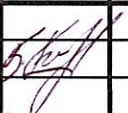
1. У розділі виконані розрахунки робочого цикл двигуна та побудовано індикаторну діаграму ГД 6G70ME-C10.5.
2. Судно прийнято в експлуатацію у 2020 році з того часу норми до викидів у атмосферу значно зменшилися, тому встановлення селективно- каталітичного реактору (SCR) було би доречним. Це може бути HPSCR High-pressure SCR чи LPSCR Low-pressure SCR, що відрізняються тискам та питомою витратою пального
3. Пропонується 6G70ME-C10.5- HPSCR, так як для моделі Tier II витрати пального не зміняться, а при використання Tier III питома витрата пального збільшиться на 0,5 г/кВт·год.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4211.01.03.ПЗ

Аркуш

40

					КРБ.6.135.4211.01.04.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Баранюк К.Д.			Розрахунок характеристик суднового котла Kangrim PB 09	Літ.	Арк.	Аркушів
							41	14
Керівник		Коробейнікова Н.В.				НУК		

4. РОЗРАХУНОК ХАРАКТЕРИСТИК СУДНОВОГО ДОПОМІЖНОГО КОТЛА

4.1. Загальний устрій котла [1,9]

Допоміжний котел KangRim RB TYPE – водотрубний вертикально-циліндричний двоколекторний паровий котел зі стельовим розміщенням топкового пристрою, природною циркуляцією та розвиненим конвективним пароутворюючим пучком (КПП).

Паропроодуктивність котлів становить 12...50 т/год. Робочий тиск насиченої пари 0,7 МПа. Коефіцієнт корисної дії котлів 83...85 %. Котли призначені для вироблення пари у складі суднових допоміжних котельних установок танкерів та можуть працювати як генератори інертних газів. Характеристики котлів наведені у таблиці 4.1.

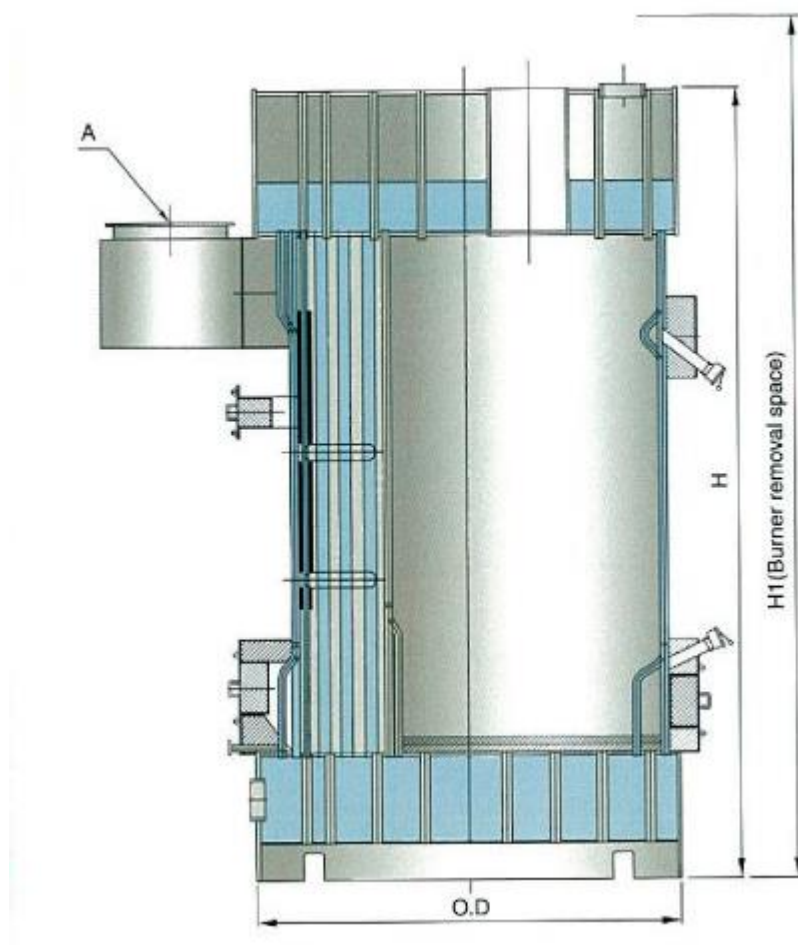


Рис.4.1 Загальний вигляд котла RB 09

Таблиця 4.1. Характеристики котлів типу РВ

Тип	Паропро- дуктивність, т/год	Тиск пари, МПа	Розміри, мм			Кількість димових газів	Суша маса, т
			O.D	H	H1		
PB 01	12,0	0,7	2500	5950	8150	700	25,7
PB 02	16,0	0,7	2900	6150	8350	800	33,0
PB 03	20,0	0,7	3050	6300	8500	900	37,2
PB 04	25,0	0,7	3150	7150	9550	1000	41,7
PB 05	30,0	0,7	3400	7350	9750	1100	48,2
PB 06	35,0	0,7	3700	7200	9600	1200	55,4
PB 07	40,0	0,7	3700	7600	10400	1200	58,4
PB 08	45,0	0,7	4100	7550	10500	1300	68,3
PB 09	50,0	0,7	4350	7600	10600	1300	78,5

4.2 Вибір компоновальної схеми котла

Конструктивна схема котла показана на рис. 4.2.

Котел має тільки паротвірні поверхні нагріву – топкові екрани, КПП, нижній та верхній фестони. Огороджуючі стіни котла утворені вертикальними мембранними панелями 6, розміщеними за сторонами неправильного багатокутника, вписаного в циліндричний кожух. Мембранний екран 15 відділяє топку 5 від КПП 12. Топка майже повністю екранована. Тільки під топки має футеровку 8 вогнетривкою цеглою, що захищає водяний колектор від випромінювання факела. Труби панелей та КПП приєднані до водяного 10 та парового 3 колекторів циліндричної форми, утворюючи з ними та опускними трубами 16 великого діаметра контур природної циркуляції. Опускні труби розміщені за межами стін котла.

Для виходу димових газів з топки труби екрана 15 в нижній частині розведені у дворядний фестон 9. Вихід димових газів з КПП до димової коробки 14 здійснюється через верхній дворядний фестон 13. Для обслуговування топки та КПП котел обладнаний оглядовими пристроями 4 та вікнами з кришками 7. Труби КПП розміщені за вершинами рівнобічного трикутника. Омивання труб – поздовжнє. Для інтенсифікації теплообміну у пучку застосоване штиркове оребрення труб (можливе застосування і гладких труб). Труби пучка прямі, що спрощує їх виготовлення.

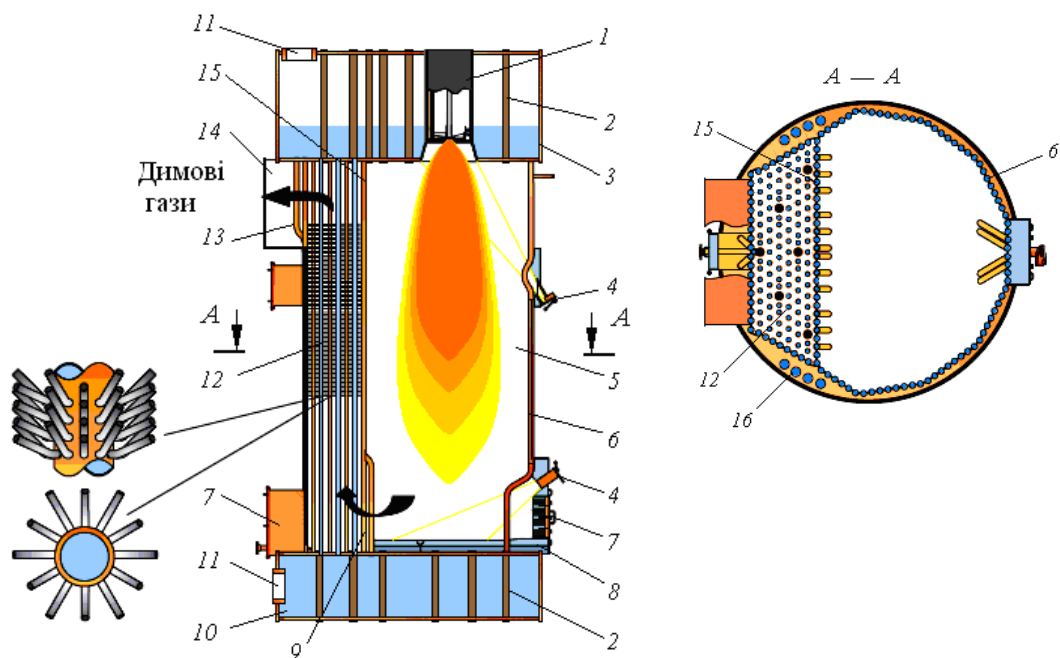


Рис. 4.2. Котел KangRim PB 09 (без арматури та теплової ізоляції)

Використання мембранних панелей виключає необхідність додаткового газоцільного кожуха. Зовні панелі вкриті шаром теплової ізоляції, для захисту якої передбачається легкий кожух. Пароводяний та водяний колектори також вкриті тепловою ізоляцією та обладнані лазами 11 для обслуговування. Котел спирається на нижній водяний колектор. Якісна сепарація пари у паровому колекторі забезпечується за рахунок його великих розмірів – значної висоти парового простору біля 800 мм та низького парового навантаження дзеркала випаровування. Плоскі днища колекторів підкріплені зв'язками 2.

Стельове розміщення топкових пристроїв 1, форма та великі розміри топкової камери забезпечують якісне протікання процесу згоряння палива при значенні коефіцієнта надлишку повітря не більше 1,15. Котли обладнують паромеханічними форсунками типу Aalborg KBSD для спалювання дизельного та важкого палива, які спеціально розроблені для стельового розміщення у топці. Кількість форсунок – одна. Для контролю й регулювання процесів, що відбуваються у пароводяному тракті, котел обладнують арматурою: стопорним, запобіжним та живильним клапанами та ін.

4.3 Розрахунок процесу горіння

Вихідні дані:

Завдання на проектування

№	Величина	Позначення	Одиниця виміру	Формула або джерело	Величина
1	Паропроодуктивність котла	$D_{н.п}$	кг/с	задано	13,89 (50,0 т/год)
2	Тиск насиченої пари	P_s	МПа	задано	0,7
3	Температура насиченої пари	t_s	°C	табл. «Властивості води на лінії насичення»	165
4	ККД котла	η	%	задано	84
5	Температура живильної води	$t_{п.в}$	°C	задано	70
6	Температура повітря на вході до топки	$t_{х.в}$	°C	задано	30
7	Коефіцієнт надлишку повітря	α	-	приймаємо	1,15
8	Кількість форсунок	$N_{форс}$	шт.	задано	1
9	Марка палива		-	задано	Ф-5
10	Нижча теплота згоряння палива	$Q_{н.р.}$	кДж/кг	табл. «Характеристики палива»	$40,6 \cdot 10^3$
11	Витрата розпилюючої пари на форсунку	$G_{ф}$	кг/кг	приймаємо	0,0
12	Ступінь сухості пари на виході з пароводяного колектора (прийнято)	x		приймаємо	0,99
13	Вологовміст атмосферного повітря	d	кг/кг	приймаємо	0,01

Розрахунок процесу горіння

Розрахунок кількості повітря та продуктів згоряння

1	Склад палива на робочу масу	C_p	%	табл. «Характеристики палива»	84,64
		H_p	%		10,57
		S_p	%		1,96
		O_p	%		0,68
		A_p	%		0,12
		W_p	%		2,0
2	Теоретична кількість сухого повітря	V_o	м ³ /кг	$V_o = 0,0889 \cdot (C_p + 0,375 \cdot S_p) + 0,267 \cdot H_p - 0,0333 \cdot O_p$	10,39
3	Об'єм три-атомних газів	V_{RO2}	м ³ /кг	$V_{RO2} = 0,0187 \cdot (C_p + 0,375 \cdot S_p)$	1,596
4	Теоретичний об'єм водяної пари	V_{0H2O}	м ³ /кг	$0,111 \cdot H_p + 0,0124 \cdot W_p + 1,6 \cdot d \cdot V_o + 1,24 \cdot$	1,364
5	Теоретичний об'єм водяної пари при $\alpha = 1$	V_{H2O}	м ³ /кг	$0,111 \cdot H_p + 0,0124 \cdot W_p + 1,6 \cdot d \cdot \alpha \cdot V_o + 1,24 \cdot$	1,389
6	Теоретичний об'єм азоту при $\alpha = 1$	$V_{o.N2}$	м ³ /кг	$V_{N2}^0 = 0,79 \cdot V^0$	8,21
7	Дійсний об'єм продуктів згоряння	V_r	м ³ /кг	$V_r = V_{RO2} + V_{H2O}^0 + V_{N2}^0 + (1 + 1,6 \cdot d) \cdot (\alpha - 1) \cdot V^0$	12,75
10	Об'ємні частки триатомних газів:	Γ_{RO2}	-	$r_{RO2} = \frac{V_{RO2}}{V_r}$	0,125
11	Об'ємні частка водяної пари	Γ_{H2O}	-	$r_{H2O} = \frac{V_{H2O}}{V_r}$	0,109
12	Об'ємна частка суми триатомних газів	Γ_{Π}	-	$\Gamma_{\Pi} = \Gamma_{RO2} + r_{H2O}$	0,234

Результати розрахунків наведено у таблиці 4.2.

I-t діаграму продуктів згоряння дивись на рис.4.3

Таблиця 4.2. Розрахунок для побудови I-t діаграми

$t, ^\circ C$	V_{RO_2}		$V_{N_2}^0$		$V_{H_2O}^0$		$I_{пов}^0$	I_{Γ}^0	I_{Γ}
	C_{RO_2}	$V_{RO_2} C_{RO_2}$	C_{N_2}	$V_{N_2}^0 C_{N_2}$	C_{H_2O}	$V_{H_2O}^0 C_{H_2O}$			
200	1,787	2,854	1,3	10,657	1,52	2,157	2794	3286	3702
400	1,93	3,08	1,31	10,79	1,56	2,22	5680	6742	7594
600	2,04	3,26	1,34	10,99	1,62	2,28	8685	10388	11690
1000	2,2	3,52	1,4	11,4	1,72	2,44	15102	18527	20507
1400	2,31	3,69	1,44	11,76	1,83	2,59	22317	26507	29854
1800	2,39	3,82	1,47	12,04	1,92	2,72	28694	35029	39333
2200	2,45	3,91	1,5	12,26	2,0	2,83	35762	43867	49231

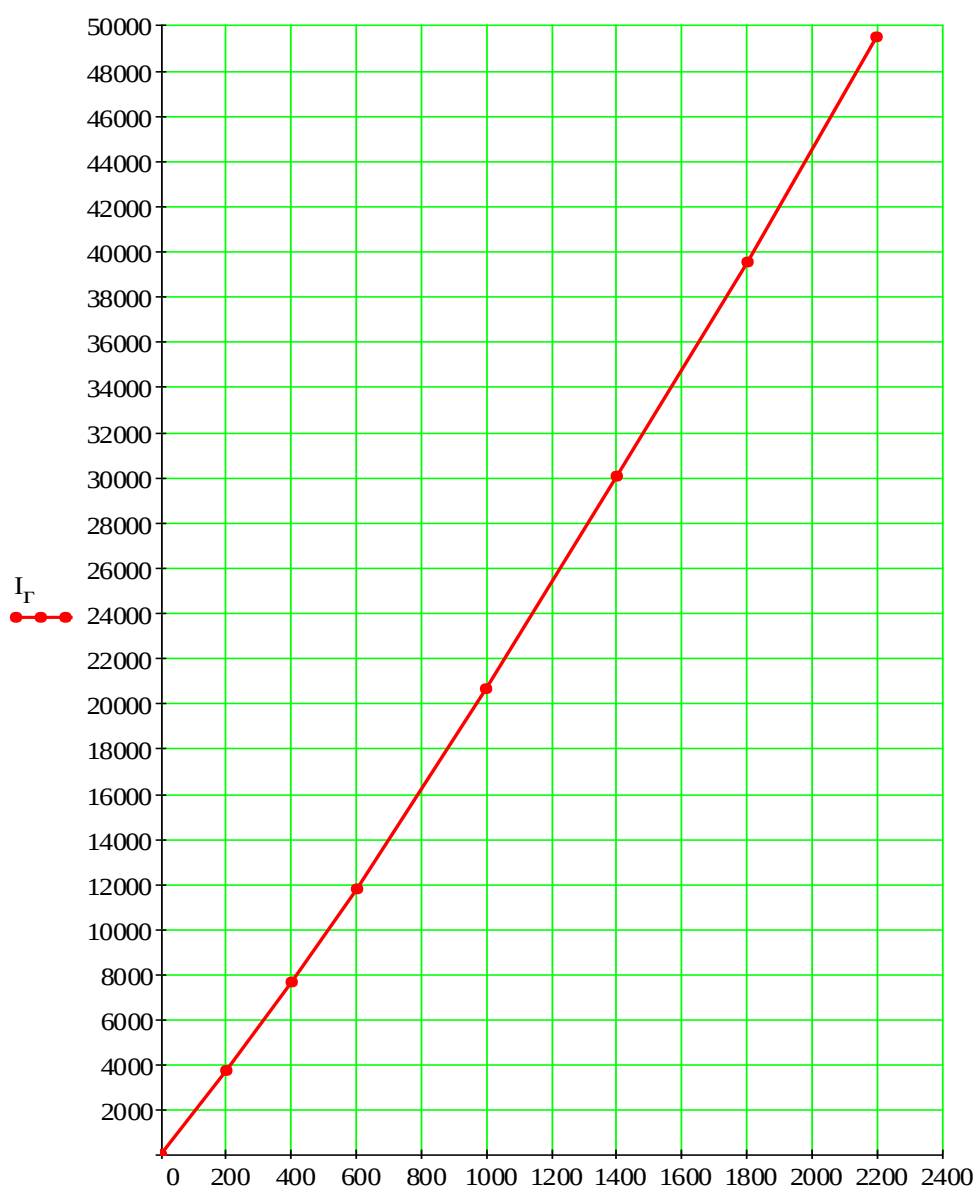


Рис.4.3 I-t діаграма продуктів згоряння

4.4 Тепловий баланс котла

Складання попереднього теплового балансу котла					
1	Температура підігріву палива	$t_{т.л}$	°C	приймаємо	100
2	Теплоємності при температурі повітря на вході в топку: сухого повітря: водяної пари:	$C_{с.пов}$ C_{H_2O}	кДж/м ³	[13]	1,3 1,5,
3	Теплоємність палива	$C_{пал}$	кДж/м ³ К	$C_{пал} = 1,74 + 0,0025t_{т.л}$	1,99
4	Ентальпії: холодного повітря розпилюючої пари фізична теплота палива насиченої пари живильної води	$I_{х.пов}$ $i_{ф}$ $i_{пал}$ $i_{н.п}$ $i_{ж.в}$	кДж/кг	$j_{х.п} = \alpha V^0 (C_{с.в} + 1,6dC_{H_2O}) t_{х.в}$ [13] $C_{пал} \cdot t_{т.л}$ табл. «Властивості води і водяної пари» [13] табл. «Властивості води і водяної пари» [13]	474,5 2777 199 2762,75 295,5
5	Теплота, що вноситься розпилюючим паром:	$Q_{ф}$	кДж/кг	$G_{ф}(i_{ф} - 2500)$	0
6	Наявна теплота	$Q_{р.р}$	кДж/кг	$Q_H^p + i_{пал} + Q_{ф}$	40600
7	Відносні втрати тепла: від хімічної неповноти згоряння: від зовнішнього охолодження: з відхідними газами:	q_3 q_5 q_2	кДж/кг	приймаємо приймаємо $q_2 = 1 - (\eta + q_3 + q_5)$	0,005 1,049 14,45
8	Теплові втрати з відхідними газами	Q_2	кДж/кг	$(\frac{q_2}{100}) Q_p^p$	5722
9	Ентальпія відхідних газів:	$I_{відх}$	кДж/кг	$Q_2 + I_{х.пов}$	6197
10	Температура відхідних газів:	$t_{відх}$	°C	апроксимуємо	343,1
11	Розрахункова витрата палива	$B_{розр}$	кг/с	$\frac{D_{н.п}(i_{н.п} - i_{ж.в})}{Q_{р.р}(\frac{\eta}{100})}$	0,518
12	Коефіцієнт збереження теплоти	ϕ		$1 - \frac{q_s}{\eta + q_5}$	0,988

4.5 Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь

Дані для розрахунку теплообміну в топці та побудови компоновального ескізу

1	Теплонапруга топкового простору	$q_{\text{топки. кВт}}$	кВт/м ³	приймаємо	900
2	Об'єм топки	V_T	м ³	$V_T = \frac{B_{\text{розр}} Q_{P.P}}{q_V}$	22,79
3	Розрахункова продуктивність однієї форсунки	$B_{\text{форс}}$	кг/с	$B = \frac{B}{N}$	0,518
4	Площа горизонтального перерізу топки	$F_{\text{гор.т}}$	м ²	$\frac{V_T}{h_T}$	4,559
5	Діаметр кола, в який вписаний правильний шестикутник, за вершинами якого розміщені мембранні панелі топки	D_K	м	$\sqrt{\frac{F_{\text{гор.т}}}{2 \cdot \sin(a_{\text{рад}}) \cdot \cos(a_{\text{рад}})}}$, де $a_{\text{рад}} = 15^\circ$, $a_{\text{рад}} = \frac{a_{\text{град}} \cdot 2\pi}{360} = 0,2618$	3,0195
6	Швидкість повітря у отворі фурми на номінальному навантаженні	$\omega_{\text{пов.ф}}$	м/с	Приймаємо	35
7	Діаметр фурми	$d_{\text{ф}}$	м	$\sqrt{\frac{\alpha \cdot V_o \cdot B_{\text{фор}} \cdot (t_{\text{х.пов}} + 273)}{0.785 \cdot w_{\text{пов.фур}} \cdot 273}}$	0,5
8	Відстань від центру фурменного отвору до труб екранів	$l_{\text{фур}}$	м	$0,5d_{\text{ф}} + 0,4$	0,65
9	Довжина труб нижнього фестона	$l_{\text{н.фес}}$	м	Приймаємо	0,9
10	Внутрішній діаметр пароводяного колектора приймається рівним діаметру кола котла	$d_{\text{п.к}}$	м	$d_{\text{п.к.}} = d_{\text{к}}$	3,0195
11	Внутрішній діаметр водяного колектора	$d_{\text{в.к}}$	м	$d_{\text{в.к.}} = d_{\text{п.к}}$	3,0195

					КРБ.6.135.4211.01.04.ПЗ	Лист
						49
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

	приймається рівним діаметру пароводяного колектора				
12	Площа дзеркала випаровування з урахуванням діаметра фурменного отвору	$f_{\text{дз.в}}$	м^2	$0,25 \cdot \pi \cdot (d_{\text{п.к.}}^2 - d_{\text{ф}}^2)$	6,964
13	Парове навантаження дзеркала випаровування	$R_{\text{дз.в}}$		$\frac{D}{f_{\text{дз.в}}}$	0,997
14	Висота пароводяного колектора	$h_{\text{п.к}}$	м	Приймаємо	1,4
15	Висота водяного колектора	$h_{\text{в.к}}$	м	Приймаємо	0,7
16	Ширина мембранної панелі стін котла	$b_{\text{м.п.ст}}$	м	$d_{\text{к}} \cdot \sin(a_{\text{пад}})$	0,7815
17	Ширина мембранної панелі центрального екрана	$b_{\text{м.п.ц}}$	м	$d_{\text{к}} \cdot \cos(a_{\text{пад}})$	2,917
18	Повна площа поверхні стін топки	$F_{\text{ст.т}}$	м^2	$h_{\text{т}} \cdot (7 \cdot b_{\text{м.п.ст}} + b_{\text{м.п.цек}}) + 2 \cdot F_{\text{гор.т}}$	51,05
19	Площа променесприймаль ної поверхні відкритих екранів	$H_{\text{пр.ві дкр}}$	м^2	$h_{\text{т}} \cdot (7 \cdot b_{\text{м.п.ст}} + b_{\text{м.п.цек}}) + F_{\text{гор.т}} - \frac{\pi \cdot d_{\text{фур}}^2}{4}$	46,3
20	Площа променесприймаль ної поверхні закритих екранів	$H_{\text{пр.за кр}}$	м^2	$F_{\text{гор.т}}$	4,559
21	Сумарна площа променесприймаль ної поверхні нагріву топки	$H_{\text{пр.т}}$	м^2	$H_{\text{пр.відкр}} + H_{\text{пр.закр}}$	50,86
22	Ступінь екранування топки	ψ		$\frac{H_{\text{пр.т}}}{F_{\text{ст.т}}}$	0,996

23	Ефективна товщина випромінюючого шару топки	S_T	M	$3.6 \cdot \frac{V_T}{F_{ст.Т}}$	1,607
----	---	-------	-----	----------------------------------	-------

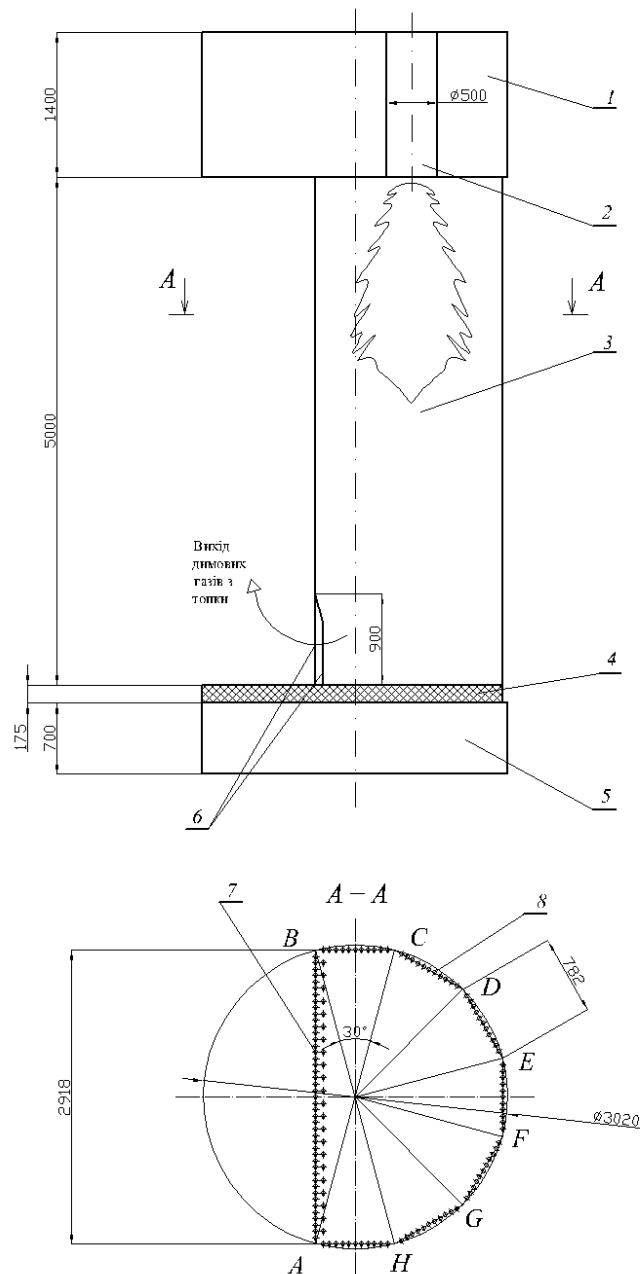


Рис.4.4 Компонувальний ескіз топки котла Aalborg:

1 – пароводяний колектор; 2 – фундаментний отвір; 3 – топка; 4 – футеровка; 5 – водяний колектор; 6 – нижній фестон; 7 – центральний екран; 8 – бокові екрани

					КРБ.6.135.4211.01.04.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		51

Розрахунок теплообміну в топці:					
1	Ентальпія газів при адіабатній температурі	I_a	кДж/кг	$I_a = Q_{p.p}(1 - q_3) + I_{z.нов}$	39875
2	Адіабатна температура газів	t_a	°C	Апроксимуємо	1900
3	Адіабатна температура газів:	T_a	К	$T_a = t_a + 273$	2173
4	Температура газів на виході із топки	t'_T	°C	приймаємо	1157
5	Температура газів на виході із топки	T'_T	К	$T_a = t_a + 273$	1430
6	Ентальпія газів на виході із топки	I'_T	кДж/кг	з $I-T$ – діаграми	22917
7	Середня сумарна теплоємність газів	ΣV_c	кДж/кг К	$\Sigma V_c = \frac{I_a - I'_T}{t_a - t'_T}$	22,8
8	Коефіцієнт ослаблення променів: сажистими частками: триатомними газами:	κ_c κ	1/МПа м	$k_c = 0,3(2 - \alpha) \left[1,6 \cdot \left(\frac{T'_T}{1000} \right) - 0,5 \right] \cdot \frac{C_p}{H_p}$ $k = \left[\left(\frac{2,47 + 5,06 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_n p_m s_{топки}}} \right) - 1 \right] \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T'_T}{1000} \right) \cdot r_n$	18,23 1,71
9	Ступінь чорноти: триатомних газів: випромінюючого полум'я:	a_T $a_{св}$		$a_T = 1 - e^{-k \cdot p_m \cdot s_{топки}}$ $a_{св} = 1 - e^{-(k + k_c) \cdot p_m \cdot s_{топки}}$	0.24 0,947
10	Коефіцієнт усереднення (приймаємо) >1160кВт/м²: для проміжних значень по формулі:	m		$0,308 + 0,43 \cdot q_{топки} \cdot 10^{-3}$	0,887
11	Ефективність ступеня чорноти факела:	a_ϕ		$a_\phi = m \cdot a_{св} + (1 + m) \cdot a_T$	0,867
12	Коефіцієнт забруднення екранних труб (приймаємо) :	ξ		приймаємо	0,4
13	Коефіцієнт закриття екранів вогнетривкою цеглою	$\xi_{закр}$		приймаємо	0,1
14	Середній коефіцієнт теплової ефективності топки	ψ_e		$\frac{\zeta_{відкр} \cdot H_{пр.відкр} + \zeta_{закр} \cdot H_{пр.закр}}{F_{ст.т}}$	0,553
КРБ.6.135.4211.01.04.ПЗ					Лист
					52
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата	

14	Ступінь чорноти топки:	a_T		$a_m = \frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi) \cdot \zeta \cdot \phi_{\text{топки}}}$	0,922
15	Критерій Больцмана:	Bo		$Bo = \frac{\phi B_{\text{розр}} \sum V_C}{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \zeta F_{\text{т.пром}} T_a^3}$	0,709
16	Температура газів на виході з топки	t_T	°C	$\theta T_a - 273$	1156
17	Розрахункова ентальпія газів на виході із топки:	I_T	кДж/кг	з I-T – діаграми апроксимуємо	22906
18	Теплова потужність променесприймаючої поверхні топки:	Q_L	кВт	$\phi(j_a - j_T) B_{\text{розр}}$	8683
19	Похибка(не повинна перевищувати 10°C)		°C	$t'_T - t_T$	0,586

Конструктивний розрахунок паротвірного пучка

Конструктивний розрахунок конвективного притопкового пучка:					
1	Зовнішній діаметр труб	d	м	приймаємо	0,038
2	Крок труб	$s_{\text{тр}}$	м	$1,3d$	0,0494
3	Довжина труб пучка	$l_{\text{тр.кп}}$	м	приймається рівною висоті топки	5
4	Площа поверхні нагріву паротвірного пучка	$H_{\text{к.п}}$	м ²	$\left(3,14 D_T H_T - \frac{\pi d_\phi^2}{2} \right) + \frac{\pi \cdot D_T^2}{4}$	472,15
5	Площа живого перерізу при поздовжньому омиванні	$F_{\text{г.к.п}}$	м ²	$3,14 D_T H_T + \frac{2 \cdot \pi \cdot D_T^2}{4}$	1,123
6	Температура газів перед пучком	$t_{\text{п.к.п}}$	°C	$t_{\text{п.к.п}} = t_T$	1156
7	Температура газів за пучком (див. розрахунок теплового балансу)	$t_{\text{з.к.п}}$	°C	$t_{\text{з.к.п}} = t_{\text{від}}$	343,1
8	Середня температура газів у пучку	$t_{\text{к.п}}$	°C	$t_n = \frac{t_{\text{відх}} + t_T}{2}$	749,8
9	Швидкість газів у пучку	$w_{\text{г.к.п}}$	м/с	$\frac{B_{\text{форс}} \cdot l \cdot T_n}{273}$	22,04
10	Коефіцієнт теплопровідності газів	$\lambda_{\text{гкп}}$	Вт/(м·К),	табл. «Теплофізичні властивості димових газів»	0,087
11	Коефіцієнт кінематичної в'язкості газів	$\nu_{\text{гкп}}$	м ² /с	табл. «Теплофізичні властивості димових газів»	0,0001
12	Критерій Прандтля газів	$Pr_{\text{гкп}}$		табл. «Теплофізичні властивості димових газів»	0,595

					КРБ.6.135.4211.01.04.ПЗ	Лист 53
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

13	Поправка на температурний фактор	C_t		приймаємо	1
14	Поправка на ділянку теплової стабілізації	C_1		приймаємо	1
15	Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією, $Вт/(м^2 \cdot К)$:	$\alpha_{ккп}$	$Вт/(м^2 \cdot К)$	$0,023 \cdot \left(\frac{\lambda_c}{d}\right) \cdot \left(\frac{\omega_z d}{\nu_z}\right)^{0,8} \cdot Pr_z^{0,4} C_z C_s$	58,805
16	Температура зовнішньої поверхні забруднюючого шару стінки труб	t_3 T_3	$^{\circ}C$ К	$t_{забр} = t_s + \varepsilon \cdot q_n$ $T_{забр} = t_{забр} + 273$	287,1 560,1
17	Ефективна товщина випромінюючого шару	$S_{эф.кп}$	м	$0,9d \left[\left(\frac{4s_1 s_2}{\pi d^2} \right) - 1 \right]$	0,019
18	Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами	$K_{г.к.п}$	$1/(м \cdot МПа)$	$k_n = \left[\left(\frac{2,5 + 5,06 \cdot r_{H2O}}{r_n p_m s_{монку}} \right) - 1 \right] \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T_n}{1000} \right) \cdot r_n$	21,03
19	Ступінь чорноти триатомних газів	$a_{г.к.п}$		$a_{г.н} = 1 - e^{-k_n \cdot p_m \cdot s_{монку}}$	0,039
20	Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням від газів до стінки труб	$a_{в.к.п}$	$Вт/(м^2 \cdot К)$,	$5,67 \cdot 10^{-8} a_{г.н} T_n^3 \frac{1 - \left(\frac{T_{забр}}{T_n} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_{забр}}{T_n}}$	4,184
21	Коефіцієнт теплової ефективності пучка (за відсутністю даних приймається як для паротвірних поверхонь газотрубних котлів)	$\psi_{кп}$		Приймаємо	0,7
22	Коефіцієнт теплопередачі,,	$K_{к.п}$	$Вт/(м^2 \cdot К)$	$k = \psi(\alpha_{г} + \alpha_{к})$	44,09
23	Температурний напір	$\Delta t_{к.п}$	$^{\circ}C$	$\Delta t = \frac{t_T - t_{вих}}{\ln(t_T - t_s)} \cdot \frac{\ln(t_{вих} - t_s)}{\ln(t_{вих} - t_s)}$	418,6

Висновок. Результатом виконаних розрахунків є компоновальний ескіз топки об'ємом 22,9м³ з паровим та водяним колекторами, а також поверхня теплообміну паротвірного пучка, що складається з труб діаметром 0,038 м та довжиною 5м, що утворюють поверхню площиною 472 м².

					КРБ.6.135.4211.01.04.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		54

					КРБ.6.135.4211.01.05.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Баранюк К.Д.			Визначення характеристик загальносуднової вантажної системи	Літ.	Арк.	Аркушів
							55	13
Керівник		Коробейнікова Н.В.				НУК		

5. ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАГАЛЬНОСУДНОВОЇ СИСТЕМИ

5.1. Розробка розгорнутої принципової схеми

Зачисна система здійснює повне видалення залишків рідкого вантажу. Всмоктуюча магістраль зачисної системи виконується так само, як і у вантажної системи, але з труб меншого діаметру, і її приймальні відростки значно ближче доведени до днища. Зачисна система обслуговується окремими насосами, які подають нафтопродукти в розвантажувальну магістраль вантажної системи і звідти, - в особливі відстійні танки. Труби зачисної системи мають помітне широке кільце коричневого кольору.

Під зачисткою вантажних танків розуміють процес видалення з днища, стінок і набору шару нафтозалишків після того, як злитий основний вантаж. Після вивантаження нафтопродуктів в танках залишається близько 1% вантажу, що залежить від вантажної і зачисної систем, наявності підігрівання, конструкції судна і тому подібне.

Зачисна система має бути обладнана приладами контролю: лічильниками, манометрами, які повинні мати засоби дистанційного показу контрольованих параметрів в посту управління вантажними операціями (ПУВО). Для ефективного контролю роботи зачисної системи мають бути передбачені індикатори рівня і засобу ручного виміру рівня в танках.

Для осушення будь-яких вантажних насосів і трубопроводів в берегові приймальні споруди має бути передбачений спеціальний трубопровід невеликого діаметру, приєднаний до зливної сторони клапанів приємно-відливних патрубків з обох бортів.

Вантажні і зачисні приймачі розміщуються в найбільш глибокій частині танка, в кормовій перегородці, оскільки танкери зазвичай мають диферент на корму. Клінкети вантажних і зачисних трубопроводів забезпечені приводами валиків, які виводяться на вантажну палубу і закінчуються там маховиками. На багатьох сучасних танкерах замість валиків застосовують дистанційні гідравлічні приводи, за допомогою яких управляють клінкетами з центрального поста.

					КРБ.6.135.4211.01.05.ПЗ	Лист
						56
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

Вимоги Регістру, що пред'являються до системи

Зачисна система використовується не лише для зачистки танків. По ній можна видавати вантаж, осушувати вантажні трубопроводи, здійснювати миття танків. Вимоги Регістру до вантажної системи представлено в частині VIII «Системи і трубопроводи», розділ 9 «Спеціальні системи наливних і комбінованих судів». [6]

Опис системи, її розміщення на судні

Існують три способи очищення поверхонь вантажних танків нафтоналивних суден: ручний, механізований і хіміко-механізований. Це розділення умовне, оскільки при кожному з цих способів використовують в тій чи іншій мірі ручну працю.

Ручний спосіб - це низькопродуктивний спосіб, що вимагає багато часу і засобів. Порядок зачистки вантажних танків при цьому наступний. Після прокачування холодною забортною водою кожен танк піддається пропарюванню парою протягом декількох годин. Коли температура в танках знизиться до 30 - 40 °С, їх вентилюють і посилають двох мийників, які скачують гарячою водою (30-45 °С) всі поверхні танків з шлангів. Мийники мають бути повністю одягнені в захисний одяг і використовувати шлангові чи ізолюючі дихальні апарати.

Механізований спосіб здійснюється водою, яка в танки подається під тиском через спеціальні мийні машини. Миття здійснюється в основному забортною водою різної температури або розчинами миючих засобів.

Хіміко-механізований спосіб – це очищення танків тими ж засобами, що і при механічному способі, але замість води використовують різні миючі засоби. Зачисна система включає насоси об'ємного типу, відцентрові самовсмоктуючі насоси або ежектори; має бути обладнана клапанами, що дозволяють відключати будь-які танки, що не піддаються зачистці. Зачисний трубопровід прокладають по днищу вантажного танка. Пропускна спроможність зачисної системи повинна в 1,25 разу перевищувати подачу всіх мийних машин, що працюють одночасно на будь-якому етапі миття.

					КРБ.6.135.4211.01.05.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		57

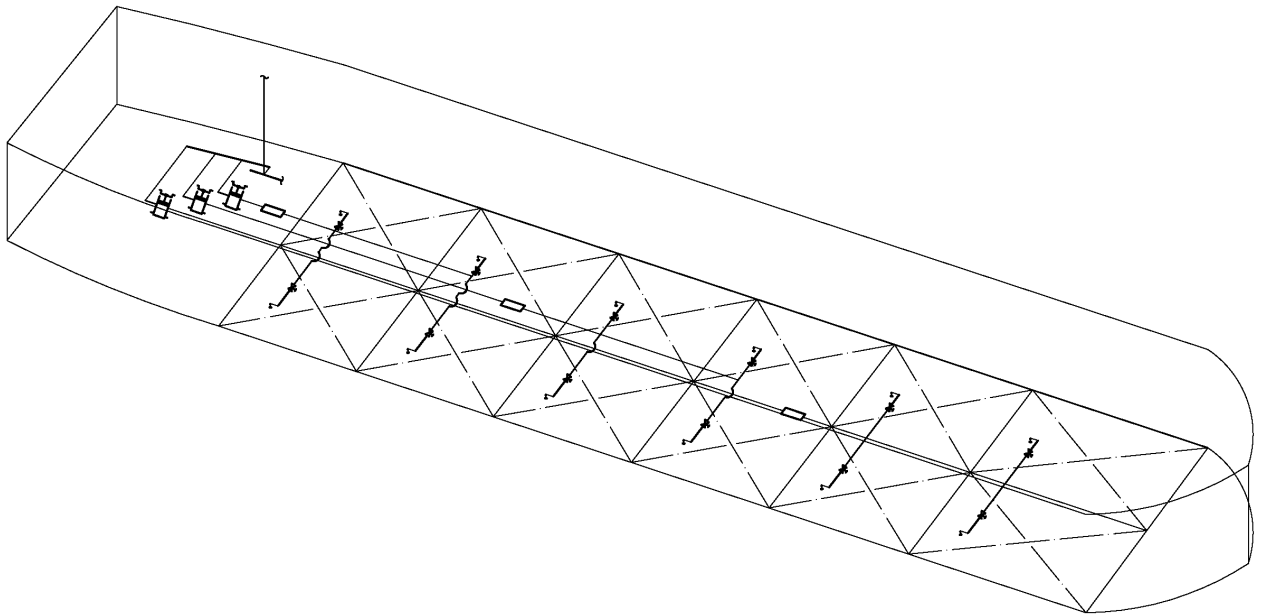


Рис. 5.1 Схема зачисної системи шаттл-танкера TOVE KNUTSEN

5.2 Гідравлічний розрахунок системи [6,14]

Розбиваємо трубопровід на ділянки і визначаємо діаметри ділянок для найбільш віддаленої горизонтальної ділянки – від всмоктувальних патрубків в носі до насосу, розташованому в кормовій частині. Вертикальні довгі ділянки в зачисній системі відсутні, так як після насосів система врізається у вантажну.

Згідно з вимогами Регістру швидкість в трубопроводах зачисної системи допускається 4 м/с, у всмоктуючому трубопроводі - 2,5 м/с. Розіб'ємо трубопровід на ділянки з постійною витратою і діаметром.

Діаметр i -ої ділянки визначимо за формулою:

$$d_i = \sqrt{\frac{4Q_i}{3600\pi v}}$$

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

Результати розрахунків зведемо в табл. 5.1. У подальших розрахунках будемо використовувати умовні стандартні діаметри для сталевих безшовних трубопроводів.

Виконаємо розрахунок для найдовшого горизонтальної ділянки трубопроводу (рис. 5.2) (табл. 5.1). Так як нафта надходить з горизонтальної ділянки до одного насоса, то з носової частини частина надходить 60 м³/год.

Місцеві опори на розрахункових ділянках, їх коефіцієнти наведено в табл. 5.2; результати гідравлічних розрахунків - в табл. 5.3-5.5.

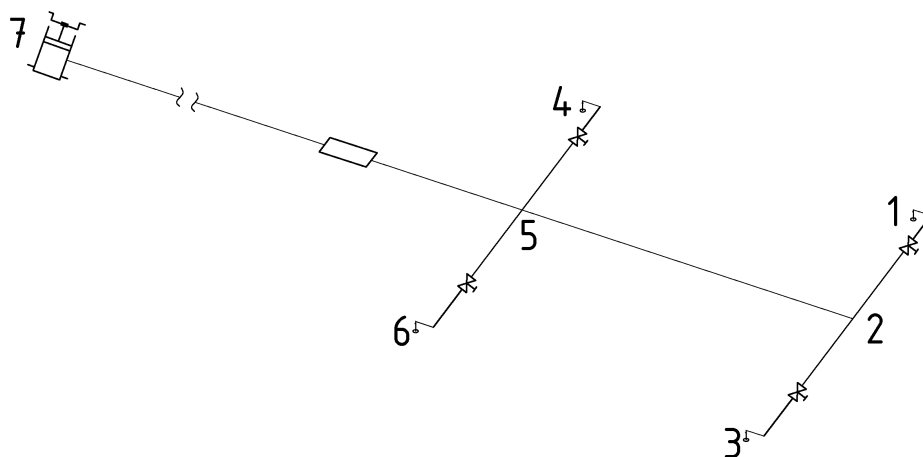


Рис. 5.2 Принципова схема розрахункової ділянки

Таблиця 5.1 Витрата нафти і внутрішній діаметр ділянок у горизонтальній ділянці зачисної системи

Номер ділянки	Витрата, м³/год	Діаметр розрахунковий, м	Діаметр прийнятий умовний, м
1-2	15	0,048	0,05
2-3	15	0,048	0,05
4-6	15	0,048	0,05
5-6	15	0,048	0,05
2-7	60	0,103	0,15

Таблиця 5.2 Коефіцієнти місцевих опорів розрахункових ділянок

Ділянка	Місцеві опори, їх кількість	Коефіцієнти	Сумарний коефіцієнт місцевих опорів
1-2	коліно - 2	0,15	3,2
	клапан - 1	2,5	
	приймальний храпок - 1	0,4	
2-3	коліно - 2	0,15	3,2
	приймальний храпок - 1	0,4	
	клапан - 1	2,5	
4-6	коліно - 2	0,15	3,2
	клапан - 1	2,5	
	приймальний храпок - 1	0,4	
5-6	коліно - 2	0,15	3,2
	приймальний храпок - 1	0,4	
	клапан - 1	2,5	
2-7	трійник - 2	0,1	0,2

Таблиця 5.3 Гідрравлічний розрахунок ділянки системи 100%

Параметр	Позначення	Номер ділянки				
		1-2	2-3	4-6	5-6	2-7
1. Подача, м ³ /с	Q	0,00417	0,00417	0,00417	0,00417	0,0167
2. Температура, °С	T	40				
3. Густина нафти, кг/м ³	ρ	890				
4. Коефіцієнт кінеметичної в'язкості, м ² /с	ν	0,00002				
5. Діаметр труби, м	d	0,05	0,05	0,05	0,05	0,15
6. Довжина вертикальних ділянок, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	0,015	0,015	0,015	0,015	0
7. Статична складова втрат, м.вод.ст.	$H_{cm} = z \rho g 10^{-3}$	0,13	0,13	0,13	0,13	0
8. Довжина ділянки, м	l	23	23	23	23	185
9. Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,1				
10. Швидкість, м/с	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$	2,12	2,12	2,12	2,12	0,946
11. Число Рейнольдса	$Re = \frac{vd}{\nu}$	5312	5312	5312	5312	7091,3
12. Коефіцієнт гідрравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,131	0,131	0,131	0,131	0,099
13. Сума коефіцієнтів місцевих опорів	$\Sigma \xi$	3,2	3,2	3,2	3,2	0,2
14. Місцеві втрати напору, м.вод.ст.	$H_{мест} = \xi \frac{v^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	0,656	0,656	0,656	0,656	0,0081
15. Втрати напору на тертя, м.вод.ст.	$H_{mp} = \lambda \frac{lv^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	12,3	12,3	12,3	12,3	4,99
16. Втрати напору сумарні, м.вод.ст.	$H_{сум} = H_{mp} + H_{cm} + H_{мест}$	13,143	13,143	13,143	13,143	5,00
17. Втрати напору в розрахунковій ділянці, м.вод.ст. (МПа)	$\Sigma H_{сум}$	57,57				

Таблиця 5.4 Гідравлічний розрахунок ділянки системи 80 %

Параметр	Позначення	Номер ділянки				
		1-2	2-3	4-6	5-6	2-7
1. Подача, м ³ /с	Q	0,0033	0,0033	0,0033	0,0033	0,0134
2. Температура, °С	T	40				
3. Густина нафти, кг/м ³	ρ	890				
4. Коефіцієнт кінеметичної в'язкості, м ² /с	ν	0,00002				
5. Діаметр труби, м	d	0,05	0,05	0,05	0,05	0,15
6. Довжина вертикальних ділянок, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	0,015	0,015	0,015	0,015	0
7. Статична складова втрат, м.вод.ст.	$H_{cm} = z \rho g 10^{-3}$	0,13	0,13	0,13	0,13	0
8. Довжина ділянки, м	l	23	23	23	23	185
9. Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,1				
10. Швидкість, м/с	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$	1,7	1,7	1,7	1,7	0,756
11. Число Рейнольдса	$Re = \frac{vd}{\nu}$	4249,7	4249,7	4249,7	4249,7	5673
12. Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,131	0,131	0,131	0,131	0,099
13. Сума коефіцієнтів місцевих опорів	$\Sigma \xi$	3,2	3,2	3,2	3,2	0,2
14. Місцеві втрати напору, м.вод.ст.	$H_{мест} = \xi \frac{v^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	0,419	0,419	0,419	0,419	0,0052
15. Втрати напору на тертя, м.вод.ст.	$H_{тр} = \lambda \frac{lv^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	7,91	7,91	7,91	7,91	3,199
16. Втрати напору сумарні, м.вод.ст.	$H_{сум} = H_{тр} + H_{cm} + H_{мест}$	8,462	8,462	8,462	8,462	3,204
17. Втрати напору в розрахунковій ділянці, м.вод.ст. (МПа)	$\Sigma H_{сум}$	37,05				

Таблиця 5.5 Гідравлічний розрахунок ділянки системи 120 %

Параметр	Позначення	Номер ділянки				
		1-2	2-3	4-6	5-6	2-7
1. Подача, м ³ /с	Q	0,005	0,005	0,005	0,005	0,02
2. Температура, °С	T	40				
3. Густина нафти, кг/м ³	ρ	890				
4. Коефіцієнт кінеметичної в'язкості, м ² /с	ν	0,00002				
5. Діаметр труби, м	d	0,05	0,05	0,05	0,05	0,15
6. Довжина вертикальних ділянок, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	0,015	0,015	0,015	0,015	0
7. Статична складова втрат, м.вод.ст.	$H_{cm} = z \rho g 10^{-3}$	0,13	0,13	0,13	0,13	0
8. Довжина ділянки, м	l	23	23	23	23	185
9. Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,1				
10. Швидкість, м/с	$v = \frac{4Q}{\pi d^2}$	2,55	2,55	2,55	2,55	1,134
11. Число Рейнольдса	$Re = \frac{vd}{\nu}$	6374,52	6374,52	6374,52	6374,52	8509,6
12. Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,131	0,131	0,131	0,131	0,099
13. Сума коефіцієнтів місцевих опорів	$\Sigma \xi$	3,2	3,2	3,2	3,2	0,2
14. Місцеві втрати напору, м.вод.ст.	$H_{мест} = \xi \frac{v^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	0,945	0,945	0,945	0,945	0,0012
15. Втрати напору на тертя, м.вод.ст.	$H_{mp} = \lambda \frac{lv^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	17,79	17,79	17,79	17,79	7,187
16. Втрати напору сумарні, м.вод.ст.	$H_{сум} = H_{mp} + H_{cm} + H_{мест}$	18,864	18,864	18,864	18,864	7,199
17. Втрати напору в розрахунковій ділянці, м.вод.ст. (МПа)	$\Sigma H_{сум}$	82,65				

5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу

Вибираємо в якості основних насосів три насоси типу К8/18 [15]. К8/18 – Консольний горизонтальний одно-ступінчастий відцентровий насос призначений для перекачування нафтопродуктів з температурою до $+85\text{ }^{\circ}\text{C}$ та кінематичною в'язкістю до 6сСт. Характеристики насоса наведені нижче.

Подача важких нафтопродуктів, $\text{м}^3/\text{год}$	від 3 до 400
Напір, м	18 до 80
Частота обертання колінчатого валу насоса, хв^{-1}	2900
ККД, % не менше	53
Потужність електродвигуна, кВт	1,5
Маса, кг, не більше	35

Будуємо поєднану напірно-витратну характеристику насоса і системи.

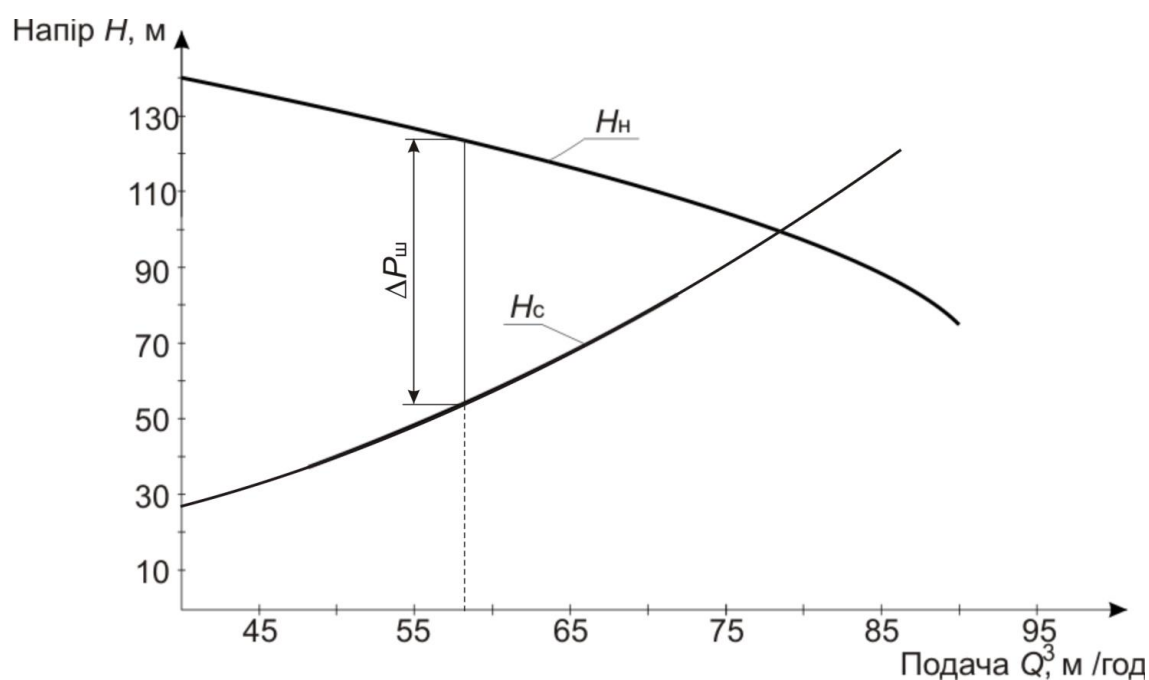


Рис. 5.3 Напорно – витраткові характеристики

Максимальний напір насоса не перевищує 100 МПа, максимальні втрати тиску в попередніх розрахунках складають 82,65 МПа. Система буде працездатною, насоси не будуть квітувати.

Розрахунок дросельної шайби

Подача насоса $Q = 78 \text{ м}^3/\text{год}$

Опір дросельної шайби

Опір дросельної шайби знайдемо із рис. 5.2:

$$H_{\text{ш}} = 70 \text{ м вод.ст.}$$

Коефіцієнт опору дросельної шайби дорівнює:

$$\zeta = \frac{2gH_{\text{ш}}}{v^2 \rho} = 0,263$$

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

Площа внутрішнього перерізу нагнітаючого трубопроводу складає:

$$F_{\text{вн}} = \frac{\pi d^2}{4} = 0,01766 \text{ м}^2$$

$F_0 = 0,01713 \text{ м}^2$, внутрішній діаметр шайби становить: $d_{\text{ш}} = 0,147 \text{ м}$.

Діаметр отвору дросельної шайби приймаємо 147 мм.

Приймальні сітки. Вантажні і зачисні відростки в танках мають діаметр на 50-100 мм менше діаметру основного трубопроводу. Для кращого всмоктування вантажу на їх кінцях роблять приймальні *сітки*, які розміщують на днищі танка в найбільш глибокому місці в кормовій перегородці. Приймальні сітки (рис. 5.4) є чавунною або сталевую зварною коробкою в основному прямокутної форми.

Для з'єднання з приймальним відростком на їх корпусі є короткий патрубок з фланцем. Приймальний відросток входить в неї вільно і ущільнюється сальником з прядивним набиванням (за типом сальникового компенсатора).

Внизу корпус сітки має невеликі приливи, якими його встановлюють на днищі танка, а з боків - приймальні вікна для вантажу. Щоб зменшити глибину воронки, що утворюється в кінці відкачування, і знизити можливість підсосу повітря в трубопровід, розтруб сітки роблять досить широким. Це дозволяє одночасно зробити невеликою і висоту приймальних вікон. У вантажних сіток висота вікон складає зазвичай 40-50 мм, інколи досягає 100 мм, в зачисних - 10-20 мм, що дає можливість відкачувати вантаж майже насухо. Для огляду і очищення

					КРБ.6.135.4211.01.05.ПЗ	Лист
						64
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

на корпусі сітки передбачена невелика горловина з кришкою. Кожен приймач забезпечений приймальним клінкетом.

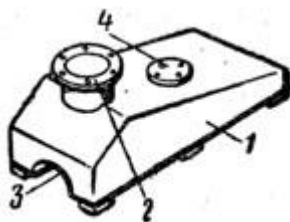


Рис. 5.4 Прийомна сітка

1 - корпус; 2 - фланець; 3 - прийомні вікна; 4 - кришка для очистки

Клінкети. Основні частини клінкета (рис. 5.5): сталевий корпус 3, кришка корпусу 4, дисковий затвор 2 (засувка) і нарізний шток 9. Диск має клиновидний перетин і входить у відповідне гніздо в корпусі клінкета. Поверхні ущільнювачів диска і корпусу виконані у вигляді впресованих або наплавлених кілець 11 з бронзи, латуні, нікелевих сплавів або неіржавіючої сталі. Це робиться для зменшення корозії робочих поверхонь і полегшення їх притирання.

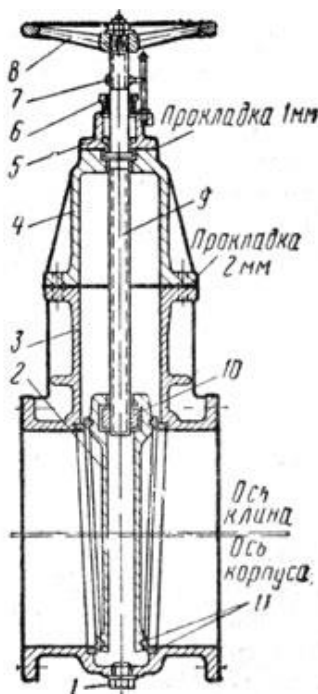


Рис. 5.5. Вантажний клінкет

1 - спускна пробка; 2 - задвижка; 3 - корпус; 4 - кришка корпусу; 5 - м'яка набивка; 6 - нажимна втулка; 7 - указувач підйому задвижки; 8 - маховик; 9 - шток; 10 - ходова гайка; 11 - ущільнюючі кільця

Шток з'єднується з диском за допомогою ходової гайки 10, поміщеною в гнізді диска. У верхній частині він має буртик, тому може лише обертатися, не переміщаючись поступально.

Для прискорення вантажних операцій і зручності в роботі основні приймачі, як правило, мають розгалуження, що дозволяє до одного приймача приєднати одночасний два шланги.

Шланги кріплять до приймального фланця болтами або струбцинами на клінгертових прокладках. На судні є комплект переходів, які ставлять між шлангом і приймачем, якщо і діаметри не збігаються. Для установки і підтримки шлангів при вантажних операціях служать спеціальні стріли або шланг-балки. Вони розміщуються поблизу приймачів і обслуговуються паровими, пневматичними або гідравлічними лебідками.

Грязьові фільтри. В кожного палубного приймача або стояка встановлений фільтр, який дозволяє затримувати сторонні предмети (тріски, дрантя, лід і т. п.), що потрапляють в систему з берегового трубопроводу з потоком вантажу. Фільтр (рис. 5.6) складається із зварної коробки з двома фланцями, якими він кріпиться до трубопроводу. У середині корпусу вставлені масивні ґрати. Для очищення ґрат на корпусі фільтру є зйомна кришка, а для спуску бруду і води - спускова пробка.

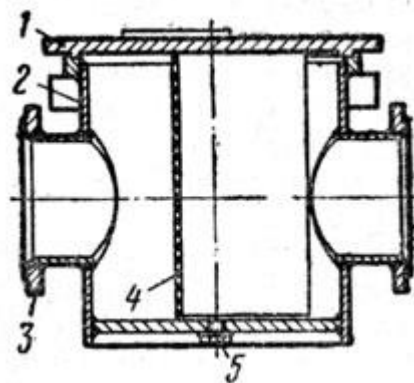


Рис. 5.6. Фільтр вантажного трубопроводу

1 – кришка; 2 - корпус; 3 - фланець; 4 - решітка; 5 - спускна пробка

Часто на трубопроводі перед фільтром і після нього встановлюють манометри. По різниці їх даних можна судити про забрудненість фільтру без його розбирання. Це особливо важливо взимку, коли ґрати можуть повністю забитися

шматочками льоду, що поступають разом з вантажем. Подібні фільтри встановлені також на всмоктуючій стороні вантажних і зачистних насосів і на приймальних баластних трубах в кінгстона.

Грязьові фільтри очищають по мірі забруднення і обов'язково - після кожного миття і дегазації танків.

Сепаратори. Багато танкерів мають у складі вантажного устаткування нафтоводяний сепаратор або спеціальні відстійні танки. Вони дозволяють очистити від нафтових домішок баластну або мийну воду настільки, що її можна зливати за борт в межах забороненої зони.

Проте продуктивність цих пристроїв обмежена (наприклад, сепараторів - до 100-150 т/год), і якщо танкер має на борту великі маси забрудненої води, її здають в берегові ємності.

Розрахунок трубопроводу на міцність [6]

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

$$S = \frac{S_0 + b + c}{1 - (a / 100)} = \frac{0,00146 + 0,00146 + 3}{1} = 3,001$$

$$S_0 = \frac{dP}{2\sigma\phi + p} = \frac{0,057 \cdot 0,4}{2 \cdot 7,6 + 0,4} = 0,00146$$

S_0 – теоретична товщина стінки, мм;

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

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

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

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

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

$c = 3$ - надбавка на корозію, мм;

a - мінусовий виробничий допуск на товщину труби.

					КРБ.6.135.4211.01.05.ПЗ	Лист
						67
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

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

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

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

Визначаємо по формулі:

$$b = 0,4S_0 \frac{d}{R_n} = 0,4 \cdot 0,00146 \cdot 2,5 = 0,00146$$

$$R = 2,5d = 2,5 \cdot 0,057 = 0,1425 \text{ мм}$$

де, R - середній радіус погибу труби, мм.

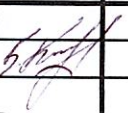
Розрахункова товщина стінки труби всмоктуючого трубопроводу становить $S = 3,001$ мм. Стандартний зовнішній діаметр безшовної труби, встановленої на магістралі зачисної системи становить 57 мм, товщина стінки 3,5 мм. Виходячи з розрахункових показників міцність забезпечена.

Розрахунок теплових втрат і необхідної товщини ізоляції трубопроводу

Температура робочого середовища зачисної системи вище $+10^\circ \text{C}$ і нижче $+60^\circ \text{C}$, тому немає необхідності виконувати розрахунок на компенсацію теплових деформацій і розраховувати товщину ізоляції.

Висновок. Було спроектовано зачисну систему танкеру. Проведено гідравлічний розрахунок та підібрано комплектуюче обладнання. Проведено перевірку трубопроводу на міцність.

					КРБ.6.135.4211.01.05.ПЗ	Лист
						68
Изм.	Лист	№ документа	Подпись	Дата		

					КРБ.6.135.4211.01.06.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Баранюк К.Д.			Охорона праці у машинному відділенні судна	Літ.	Арк.	Аркушів
							69	12
Керівник		Коробейнікова Н.В.				НУК		

6. ОХОРОНА ПРАЦІ У МАШИННОМУ ВІДДІЛЕННІ СУДНА

6.1 Характеристика потенційних небезпек і шкідливостей у машинному відділенні. [16,17,18]

На морському транспорті особлива увага приділяється охороні праці в машинному відділенні, так як більшість небезпечних і шкідливих виробничих факторів зосереджені саме там. Це і наявність великої кількості устаткування, що вимагає дотримання загальних правил техніки безпеки, велика енергонасиченість, наявність декількох сортів палива, масла, дрантя, ємкостей під тиском. Крім того МКВ характеризується високими параметрами температур і вологості, вмісту у повітрі газів і пари, шуму і вібрації, а також різного роду випромінювань, що негативно впливають на обслуговуючий персонал і навколишнє середовище. Внаслідок недосконалості процесів згоряння палива, судових систем і енергетичної установки, конструкцій механізмів, порушень правил технічного обслуговування, а іноді в результаті аварій або загибелі судно є потенційним забруднювачем біосфери. Це призводить до зміни санітарно-гігієнічних умов життєдіяльності людини, сприяє розвитку різних захворювань і робить негативний вплив на флору і фауну.

Виходячи з вище сказаного, можна зробити висновок, що при проектуванні суден необхідно приділяти особливу увагу охороні навколишнього середовища, а також питанням забезпечення нормальної життєдіяльності екіпажа.

Аналіз небезпечних і шкідливих факторів у МКВ

Машинне відділення судна в зв'язку з наявністю в ньому різного устаткування і механізмів являє собою об'єкт підвищеної небезпеки зі значною кількістю небезпечних і шкідливих факторів:

1. Машини, що рухаються, механізми і частини устаткування. Небезпека цього фактора полягає у травматизмі вахтового персоналу у зв'язку зі здійсненням різних рухів машинами та устаткуванням, що знаходиться в приміщенні судна. Передбачаються наступні заходи:

— встановлення обмежень;

					КРБ.6.135.4211.01.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

- встановлення запобіжних захисних засобів, які призначені для автоматичного відключення агрегатів та машин;
- блокувальні пристрої, що вилучають можливість проникнення людини до небезпечної зони;
- сигналізуючі пристрої, які подають інформацію про роботу обладнання, а також про небезпечні та шкідливі фактори, що при цьому виникають;
- системи дистанційного керування, які характеризуються тим, що контроль та регулювання роботи обладнання здійснюється з ділянок, віддалених від небезпечної зони.

2. Підвищений рівень шуму і вібрації. Головним джерелом вібрації, у МКВ є двигуни, валопроводи і допоміжні механізми. Вібрацію викликають також хвилювання моря і удари крига по корпусу судна. Вібрація може викликати порушення нормальної діяльності органів координації, механічні ушкодження і навіть розрив внутрішніх органів. Безпосередній контакт людини з поверхнями вібрації на судах створює особливо несприятливі умови.

Основним законодавчим документом, що встановлює гранично допустимі величини вібрації у МКВ є Санітарні норми вібрації на морських, річкових та озерних судах СНіП 1103-73. Вплив вібрації визначається фізичними параметрами, тривалістю вібрації, частотним спектром. Гранично допустимі значення шуму та вібрації у МКВ встановлюються відповідно до граничних спектрів рівнів середньоквадратичних значень вібраційної швидкості або відповідно до них вібраційного прискорення (таблиця 6.1 - 6.2).

Таблиця 6.1 Гранично допустимі значення вібрації у МКВ

Середньгеометричні частоти, Гц	2	4	8	16	32	64
Граничні рівні вібрації, дБ	106	98	95	93	93	92

Ефективними засобами зниження шуму є звукоізолюючі покриття конструкцій, що обгороджують, герметизація дверей, вікон, отворів у місцях проходів труб у кабелях. Дія шуму може бути зменшена шляхом введення коротких перерв протягом робочої зміни, забезпечення повноцінного сну і

відпочинку, використання індивідуальних засобів захисту від шуму (вкладишів, навушників, шоломів).

3. Підвищений рівень електромагнітних випромінювань. Систематичний вплив електромагнітних полів на людину може призвести до змін у нервовій системі, головного болю, тощо. Для захисту від електромагнітних впливів, що створюють антени, генератори, розподільні щити, застосовують різні екрани, що відбивають або поглинають електромагнітне випромінювання, засоби індивідуального захисту – комбінезони і халати з металізованої тканини.

Таблиця 6.2 Граничні норми шуму у МКВ

Вид трудової діяльності, робоче місце	Рівні звукового тиску в дБ в октавних смугах з середньгеометричними частотами, Гц								Рівні шуму та еквівалентні рівні шуму, дБА, дБАекв.
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Робоча зона у приміщеннях ЕУ	95	87	82	78	75	73	71	69	80
Робочі місця які знаходяться за межами ЕУ на відкритих палубах	87	79	72	68	65	63	61	59	70
Робочі зони у ЦПК (звукоізольовані), приміщень, які виділені з ЕУ у яких встановлені контрольні прилади, засоби індикації, органи керування ГЕУ і допоміжними механізмами	83	74	68	63	60	57	55	54	65
Робочі зони на крилах ходового містка	79	70	63	58	55	52	50	49	60

Рівні допустимого електромагнітного випромінювання визначені ДСТУ-12.1.006-76 “Електромагнітні поля радіочастот. Загальні вимоги безпеки”.

					КРБ.6.135.4211.01.06.ПЗ				Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					72

Нормованими параметрами у діапазоні частот 0,6–300 МГц є напруженості E і H електромагнітного поля. Гранично допустима напруженість електромагнітного поля не повинна перевищувати значень, зазначених у таблиці 6.3.

4. Підвищена запиленість і загазованість. Забруднення повітряного середовища попереджається герметизацією всіх технологічних процесів, які супроводжуються виділенням шкідливих газів і пилу. Наприклад, опресовування форсунок головних і допоміжних двигунів у МКВ проводять у герметичних спеціальних шафах. З основних забруднень, які можуть бути присутніми у МКВ – вуглеводні, сірчаний і сірчистий ангідрид, CO і CO_2 . Тривалий вплив запиленості і загазованості, що перевищують ГДК, може призвести до професійних захворювань, а значне перевищення – до гострих отруєнь.

Таблиця 6.3 Гранично допустима напруженість електромагнітного поля

по електричній складовій				
f , МГц	0,06...3,0	3,0...30,0	30...50	50...300
E , А/м	50	20	10	5
по магнітній складовій				
f , МГц	0,06...1,5		30...50	
H , А/м	5,0		0,3	

Для забезпечення необхідних параметрів повітря на робочих місцях у МКВ використовується вентиляція, а також газо- та пиловловлююче обладнання та засоби індивідуального захисту. За ДСТУ 12.1.005-88 “Загальні санітарно-гігієнічні вимоги до повітря робочої зони” встановлені гранично допустимі концентрації шкідливих речовин у повітрі робочої зони, які представлені у таблиці 6.4.

Таблиця 6.4 ГДК деяких шкідливих речовин у повітрі робочої зони

Речовина	Величина ГДК, мг/м ³	Клас небезпеки	Агрегатний стан
Двоокис азоту	0,08	1 (надзвичайно небезпечні)	Пара, газ
Сажа (кіптява)	0,15	1	Аерозоль
Сірчистий ангідрид	0,5	1	Пара, газ
Хлор	1	2 (найнебезпечніші)	Пара, газ
Окис вуглецю	3	2	Пара, газ
Соляна кислота	5	2	Пара, газ

5. Безпека обладнання під тиском. На суднах використовується стиснуте повітря, водяна пара, які знаходяться у посудинах і трубопроводах під тиском.

Аварії цього обладнання може викликати істотні руйнування, а причинами є відсутність або несправність запобіжних клапанів або редукторів, дефекти при виготовленні, монтажі та ремонті, знос стінок посудин. Згідно з Правилами Регістра посудини під тиском повинні відповідати вимогам:

- корпуси посудин повинні мати надійні лапи для закріплення їх до фундаментів;
- кожна посуда повинна мати пристрій для продування;
- кожна посуда обладнується запобіжним клапаном;
- отвори для люків мають розташовуватися поза зварних швів;
- зварні шви мають бути тільки стиковими;
- тиск під час випробування на міцність для сталевих посудин: $P_{\text{вип}} = 1,5 P_r$ при $P_r \leq 0,5 \text{ МПа}$ і $P_{\text{вип}} = 1,25 P_r$ при $P_r > 0,5 \text{ МПа}$;
- посудини, що працюють під тиском, встановлюють у місцях, де виключається скупчення людей.

Перед введенням до експлуатації, посудини мають бути завірені інспектором Регістра.

6. Теплове випромінювання. Джерелами теплового випромінювання є нагріті поверхні машин, механізмів і теплообмінних апаратів. Допустима інтенсивність теплового випромінювання – $300\text{--}500 \text{ Вт/м}^2$, для захисту від теплового випромінювання застосовується теплоізоляція агрегатів і вузлів. РСУ вимагає, щоб температура стінки не перевищувала 60°C .

7. Освітлення. У МКВ переважно застосовується штучне освітлення. Світильники встановлюють на висоті, що виключає засліплення на очі, арматура світильників заземлюється. При поганому і нерівномірному освітленні людина напружує зір, гає час на адаптацію, при цьому підсилюється стомлюваність, не виключена можливість помилкових дій, неправильних дій на показання приладів. При аварійному освітленні освітленість робочих поверхонь повинна бути не менше 25 % встановлених для робочого освітлення норм. Норми освітленості, на судах морського флоту регламентуються діючими Нормами штучного освітлення на судах морського флоту ДСТУ 2506-81 або згідно вимог

					КРБ.6.135.4211.01.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

РСУ. У МКВ загальне освітлення на палубі згідно цих норм повинно бути не менше 20 лк, на шкалах приладів – 75 лк, на сходах трапів – 20 лк.

Коефіцієнт нерівномірності освітлення, що дорівнює відношенню мінімальної освітленості до максимальної, повинен становити не менше 0,3, тобто $k \geq 1/3$. Нормальна освітленість приміщень позитивно впливає на працездатність людини.

6.2 Рекомендації щодо захисту від пожежної небезпеки

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 суднах). Для обробки і устаткування приміщень судна застосовують негорючі і незаймисті матеріали і фарби.

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 використовується 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 трубці.

При будівництві судна передбачають заходи локалізації пожежі конструктивного порядку: відокремлюють вогнестійкими перегородками та дверима окремі відсіки судна; встановлюють в коридорах великих пасажирських

					КРБ.6.135.4211.01.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75

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 брометиллові 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 припиняється. Інертні гази в порівнянні з іншими протипожежними засобами найбільш ефективні і нешкідливі при 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:

					КРБ.6.135.4211.01.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

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 металевій урні можна припинити, закривши її негорючої кришкою, поки член екіпажу, який виявив його, відлучиться для повідомлення про пожежу.

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.

					КРБ.6.135.4211.01.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		77

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.

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.

					КРБ.6.135.4211.01.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

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 посилювач, оскільки телефонні лінії можуть бути пошкоджені пожежею, а пожежні безперервно переміщуються. 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.

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

Капітан передає повідомлення в компанію і постійно підтримує з нею зв'язок. Старший помічник на підставі отриманої інформації оцінює загрозу пасажирам (на пасажирських судах), судну, вантажу, екіпажу і при необхідності готує рятувальні засоби до спуску. Він разом зі старшим механіком визначає і віддає 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

					КРБ.6.135.4211.01.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		79

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 судновому Плані дій в аварійних ситуаціях (Shipboard Emergency Plan) відповідно до Міжнародного Кодексу з управління безпечною експлуатацією суден та запобігання забруднення .

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

Висновок. Проведено аналіз потенційних небезпек і шкідливостей у машинному відділенні. Надано рекомендації щодо захисту від пожежної небезпеки

					КРБ.6.135.4211.01.06.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		80

ВИСНОВКИ

При виконанні КРБ вирішені такі задачі:

1. Складена структурна схема енергетичної установки, таблиця режимів, та розраховані потоки енергії на основних режимах.
2. Розраховано робочий цикл дизеля B&W 6G70ME-C10.5 та складена його індикаторна діаграма.
3. Виконано обґрунтування компоувальної схеми суднового допоміжного котла KangRim. РВ 09, розрахунок процесу горіння та тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь нагріву допоміжного котла.
4. Спроектована зачисна система для танкеру. Проведено гідравлічний розрахунок, за результатами якого підібрано насос типу K8/18 а також виконано підбір основного обладнання. Проведено перевірку трубопроводу на міцність.
5. Наведено аналіз потенційних небезпечних та шкідливих факторів у МКВ, які негативно впливають на організм людини. Наведено рекомендації щодо захисту від пожежної небезпеки.

					КРБ.6.135.4211.01.В.ПЗ	Аркуш
						81
Зм.	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. Vessel Finder: офіційний сайт. URL: <https://www.vesselfinder.com/vessels/details/9869162>
3. Горбов В.М. Основи суднової енергетики: збірник практичних занять / В.М.Горбов, І.П.Єсін, В.С.Мітенкова – Миколаїв: НУК, 2018. – 244с
4. Горбов В.М. Енциклопедія суднової енергетики: підручник/ В.М.Горбов. – Миколаїв: НУК, 2010. – 624 с
5. MAN Energy Solutions. G70ME-C10.5-GI Project Guide : technical documentation. Rev. 0.. Copenhagen : MAN Energy Solutions, 2025. 728 p. Document No. 7020-0251-15ppr.
6. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови морських суден. Том 3. Київ : РСУ, 2021. 336 с.
7. Морські генераторні установки Hyundai Heavy Industries 9H32/40. Технічна специфікація. URL: <https://www.maritimeinformed.com/hyundai-heavy-industries-9h32-40-prime-mover-technical-details.html>
8. Морські генераторні установки Hyundai Heavy Industries 7H32/40. Технічна специфікація. URL: <https://www.maritimeinformed.com/hyundai-heavy-industries-7h32-40-prime-mover-technical-details.html>
9. Marine boiler PB-TYPE. Каталог. URL: Marine boiler PB-TYPE. Каталог. URL: <https://pdf.nauticexpo.com/pdf/kangrim-heavy-industries/catalogue/31209-15560.html>
10. Marine boiler PC-TYPE. Каталог. URL: <https://pdf.nauticexpo.com/pdf/kangrim-heavy-industries/catalogue/31209-15560.html>
11. 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.

					КРБ.6.135.4211.01.Л.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82

12. Наливайко В. С. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: підручник / В.С.Наливайко, Б.Г.Тимошевський, С.Г.Ткаченко. – Миколаїв: НУК, 2015 – 332 с.

13. Єпіфанов О. А. Конструкції суднових котлів : навч. посіб. Миколаїв: НУК, 2016. 198 с.

14. 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

15. Насос відцентровий K8/18 для перекачування нафтопродуктів та спирту. Промислове обладнання. URL: <https://nasos-2005.com/ua/p2581851390-nasos-tsentrobezhyj-k818.html>

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

17. 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)

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

19. 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>

					КРБ.6.135.4211.01.Л.ПЗ	Аркуш
						83
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

[illegible]

[illegible]



TOVE KNUTSEN – Shuttle tanker

Shipbuilder: **Hyundai Heavy Industries**
 Vessel's name: **Tove Knutsen**
 Owner/Operator: **Knutsen NYK Offshore Tankers AS**
 Country: **Norway**
 Designer: **Hyundai Heavy Industries**
 Country: **Republic of Korea**
 Model test establishment used: **Hyundai Maritime Research Institute (HMRI)**
 Flag: **Norway (NIS)**
 IMO number: **9868376**
 Total number of sister ships already completed (excluding ship presented): **1**
 Total number of sister ships still on order: **Nil**

Tove Knutsen, delivered by Hyundai Heavy to Knutsen NYK Offshore Tankers (KNOT) in September 2020, is the first of a pair of shuttle tankers ordered in 2018. Along with its sister *Synnøve Knutsen*, the vessels will operate in Brazil under a long-term charter with energy major Equinor.

The ship is a 152,686dwt DP2 class shuttle tanker with a Pusnes 5th generation bow loading system that allows for buoy loading or tandem operations with an FPSO. Hull dimensions are a length of 278.95m, beam of 48m, depth of 23.6m and a draught of 17.15m.

Cargo arrangements include six pairs of cargo tanks separated by a centreline bulkhead and one pair of slop tanks. Cargo oil tank capacity is 169,500m³ and 3,500m³ for the slop tanks. Three grades of cargo can be carried and the three cargo pumps are electric Hamworthy centrifugal types, each with a capacity of 4,000m³/h.

The main engine is an ultra-long stroke MAN B&W6G70ME-C10.5 with a power output of 16,190kW driving a single 8.7m controllable pitch propeller. For dynamic positioning (DP) operations, manoeuvrability and station keeping is permitted by three Wärtsilä retractable azimuthing thrusters – two forward rated at 3,100kW each and one unit at 2,200kW aft. A 3,300kW tunnel thruster forward and a stern tunnel thruster of 2,200kW aft complete the arrangement.

There are five gensets all based on HiMSEN 32/40 engines – two 9-cylinder and three 7-cylinder sets. Total combined output is 18,720kW. The vessel has a DC grid electrical arrangement suited to DP and allowing a DNV GL class notation of DYNPOS (AUTR).

TECHNICAL PARTICULARS

Length oa: 278.95m
 Length bp: 268.70m
 Breadth moulded: 48.00m
 Depth moulded
 to main deck: 23.60m
 to upper deck: 23.60m
 Width of double skin
 side: 2.5m
 bottom: 2.7m

Draught
 scantling: 17.15m
 design: 17.15m
 Gross: 84,666gt
 Deadweight
 scantling: 152,868.1t
 design: 152,868.1t
 Speed, service (84%MCR output): NCR 14.5knots
 Cargo capacity (m³)
 Liquid volume: 170,028
 Bunkers (m³)
 Diesel oil: 3,512.9 (light fuel)
 Water ballast (m³): 54,209.7
 Daily fuel consumption (tonnes/day)
 Main engine only: 51
 Classification society and notations: DNV GL, +1A, Tanker for Oil, ESP, CSR, E0, DYNPOS(AUTR), BOW LOADING, F(A,M,C), TMON, NAUT(OC), BIS, CCO, BWM(T), SPM, VCS(2), COAT-PSPC(B,C), RECYCLABLE, LCS, CMON, CLEAN.

Propulsion
 Main engine(s)
 Model: B&W 6G70ME-C10.5
 Manufacturer: Hyundai Heavy Industries
 Number: 1
 Type of fuel: MDO
 Output of each engine: 16,190kW
 Is this a diesel-electric or hybrid?: No
 Propeller(s)
 Material: Ni-Al-Bronze
 Designer/Manufacturer: Wärtsilä
 Number: 1
 Fixed/Controllable pitch: Controllable
 Diameter: 8.7m
 Diesel-driven alternators
 Number: 5
 Engine make/type: HHI-HiMSEN 9H32/40 x 2s ets, / 7H32/40 x 3 sets
 Type of fuel: LFO or MGO
 Alternator make/type: HFJ7 914-10P x 2 sets, HFJ7 910-10P x 3 sets
 Output/speed of each set: .4,320kW x 2 sets, 3,360kW x 3 sets, 720rpm

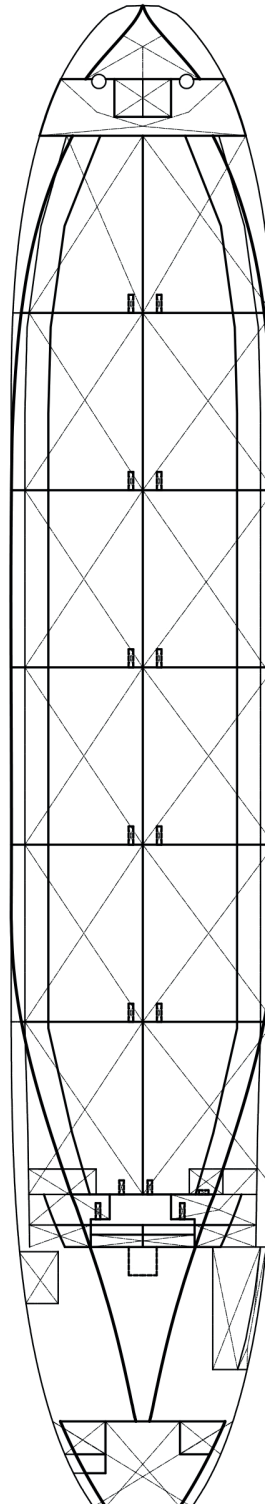
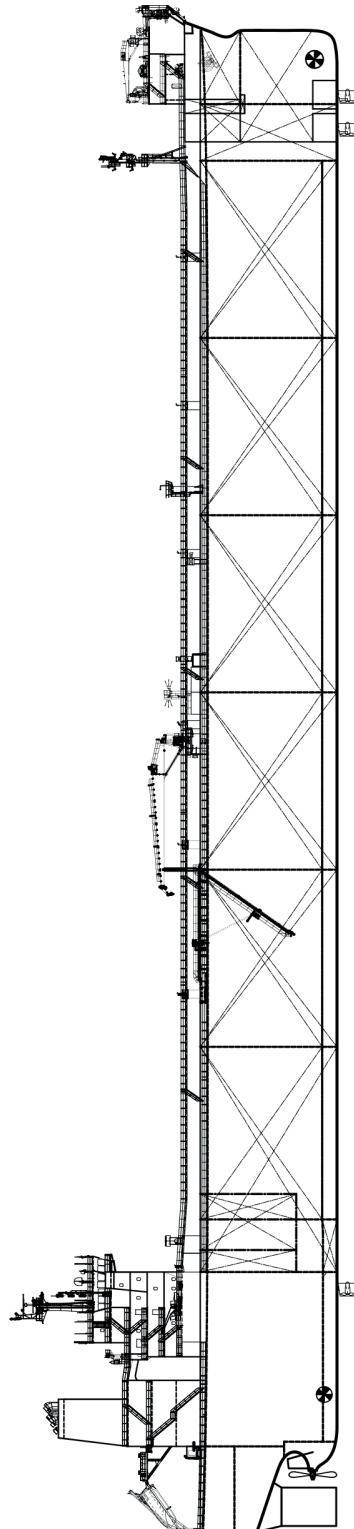
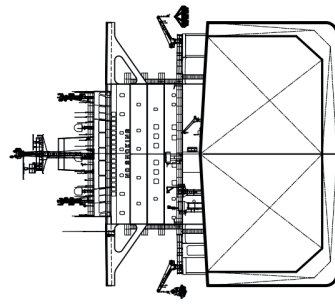
Boilers
 Number: Aux boiler x 1 set / Composite boiler x 1 set
 Type: PB TYPE / PC TYPE
 Make: Kanglim
 Output, each boiler: ..50t/h x 1 set / 2.5t/h x 1 set (burner section), 1.4t/h (exh. gas section)

Stern appendages/special rudders: ...Full spade rudder

Bow thruster(s)
 Make: Wärtsilä
 Number: Azimuth 3,100kW x 2, tunnel 3,300kW x 1

Stern thruster(s)
 Make: Wärtsilä

Number:Azimuth 2,200kW x 1, tunnel 2,200kW x 1
 Bow loading system: Pusnes 5th generation
 Deck machinery
 Cargo cranes/cargo gear
 Number: 2
 Make: Oriental
 Type: Electro-hydraulic
 Performance: 20t SWL
 Other cranes
 Number: 2 / 1
 Make: Oriental
 Type: Electro-hydraulic
 Tasks: Provision / BLS service
 Performance: 8t, 2t SWL / 5t SWL
 Mooring equipment
 Number: Two(2) – 1 C/L + 2 M/D + 1 W/H, each, Two(2) – 1 M/D, each, Six(6) – 2 M/D + 1 W/H, each
 Make: Flutek
 Type : Electro-hydraulic
 Special lifesaving equipment
 Number of each and capacity: ... 1 x 36 persons
 Make: Viking Norsafe
 Type: Totally enclosed free-fall type
 Cargo tanks
 Number: 12
 Grades of cargo carried: 3 group
 Product range: Crude oil
 Cargo pumps
 Number: 3
 Type: Vertical centrifugal single stage, variable speed electric motor driven
 Make: Hamworthy pump (Wärtsilä)
 Capacity (each): 4,000m³/h x 135mTH
 Cargo control system
 Make: Scana Korea
 Type: Hydraulic type valve remote control
 Ballast control system
 Make: Scana Korea
 Type: Hydraulic type valve remote control
 Ballast water treatment system
 Make: Hyundai welding
 Capacity: 5,000m³/h
 Complement
 Officers: 13
 Crew: 16
 Supernumeraries/Spare: 1
 Suez/Repair Crew: 6
 Single/double/other rooms: 30 / 3
 Navigation and other equipment
 Bridge control system
 Make: MRC
 Type: One man
 Is bridge fitted for one-man operation? Yes
 Integrated bridge system: Yes
 If yes, make: Furuno
 Model: FMD-3300
 Radars
 Number: 2
 Make: Furuno
 Model(s): FAR-3330
 Fire detection system
 Make: Autronica
 Type: Autrosafe (BS-420)
 Fire extinguishing systems
 Engine room: CO₂
 Make/Type: NK/CO₂
 Waste disposal plant
 Incinerator
 Make: HMMCO
 Model: MAXI T150SL WS
 Sewage plant
 Make: Il Seung
 Model: ISB-02
 Efficiency
 Attained EEDI value: 3.00
 Required EEDI value: 3.24
 Installed Fuel Meters: Mass type flow meter
 Other installed monitoring tools: Shaft torque and power, trim and list, draughts
 Energy Saving Technologies*: Pre swirl duct, D.C. switchboard, VFD thrusters, VFD for electric motors, trim optimisation, LED lighting, Hull coatings: Jotun Seaquantum X200
 Performance Monitoring Regime: Hyundai-ISS: voyage monitoring, route optimisation (weather routing), trim optimisation
 Contract date: 26 September 2018
 Launch/float-out date: 6 March 2020
 Delivery date: 28 September 2020



Основні характеристики двигуна MAN B&W 6G70ME-C10.5

Характеристика	Значення
Кількість, i	1
ефективна потужність, $N_e^{гд}$	19020 кВт
експлуатаційна потужність, $N_e^{гд}$	16190 кВт
частота обертання, n	77,7 хв ⁻¹
питома витрата палива, g_e	0,169 кг/ (кВт·год)
ступінь підвищення тиску повітря в компресорі надувного агрегату ДВЗ, π_k	3,77
коефіцієнт корисної дії надувного компресора, η_k	0,8
температура відпрацьованих газів, T_r	483К
сумарний коефіцієнт надлишку повітря, α_Σ	2,65
температура повітря на вході в надувний компресор, $T_{пов}$	310 К
нижча теплота згоряння палива, Q_i	42700 кДж/кг
коефіцієнт корисної дії суднового валопроводу, $\eta_{вп}$	0,99
пропульсивний коефіцієнт, η	0,7

Основні характеристики двигунів HHI-HiMSEN типу H32/40

9H32/40	
кількість, i	2
ефективна потужність,	4500 кВт
частота обертання, n	720 хв ⁻¹
питома витрата палива, g_e	179 кг/ (кВт·год)
ступінь підвищення тиску повітря в компресорі надувного агрегату ДВЗ, π_k	0,81
коефіцієнт корисної дії надувного компресора, η_k	2,7
сумарний коефіцієнт надлишку повітря, α_Σ	2,41
температура відпрацьованих газів, T_r	553 К
температура повітря на вході в надувний компресор, $T_{пов}$	310 К
нижча теплота згоряння палива, Q_i	42700 кДж/кг
ККД електрогенератора $\eta_{ег}$	0,96
7H32/40	
кількість, i	3
ефективна потужність,	3500 кВт
частота обертання, n	720 хв ⁻¹
питома витрата палива, g_e	179 г/(кВт·год)
ступінь підвищення тиску повітря в компресорі надувного агрегату ДВЗ, π_k	0,81
коефіцієнт корисної дії надувного компресора, η_k	2,7
сумарний коефіцієнт надлишку повітря, α_Σ	2,41
температура відпрацьованих газів, T_r	553 К
температура повітря на вході в надувний компресор, $T_{пов}$	310 К
нижча теплота згоряння палива, Q_i	42700 кДж/кг
ККД електрогенератора $\eta_{ег}$	0,93

Вихідні дані для розрахунку номінального режиму роботи двигуна

Ефективна потужність	$N_e = 16190 \text{ кВт}$
Частота обертання	$n = 77,7 \text{ хв}^{-1}$
Тиск навколишнього середовища	$P_0 = 0,101 \text{ МПа}$
Температура навколишнього середовища	$T_0 = 293 \text{ К}$
Коефіцієнт продувки	$\varphi_a = 1$
Коефіцієнт залишкових газів	$\gamma_r = 0,04$
Коефіцієнт використання теплоти в точці z	$\zeta_z = 0,95$
Коефіцієнт використання теплоти в точці b	$\zeta_b = 0,98$
Ступінь стиснення	$\varepsilon = 15$
Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda = 1,35$
Підігрів заряду від стінок циліндра	$\Delta T_a = 10 \text{ К}$
Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми	$\zeta = 1$
Механічний КПД двигуна	$\eta_m = 0,95$
Втрати тиску в повітроохолоджувачі	$\Delta P_{ox} = 0,005 \text{ МПа}$
Температура залишкових газів	$T_r = 600 \text{ К}$
Масовий склад палива (кг/кг)	$C = 0,84; H = 0,126;$ $S = 0,03; O = 0,004$
Нижча теплота згорання палива	$Q_H = 42700 \text{ кДж/кг}$
Кількість циліндрів	$i = 6$
Діаметр циліндра	$D_{ц} = 0,7 \text{ м}$
Хід поршня	$S = 3,256 \text{ м}$
Коефіцієнт тактності	$z = 1$
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 2,65$
Показник адіабати повітря	$\kappa_B = 1,4$
Адіабатний КПД компресора	$\eta_{\kappa} = 0,8$
Ступінь підвищення тиску в турбокомпресорі	$\pi_{\kappa} = 2,7$