

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 рефрижераторного контейнеровозу DOLE MAYA

Power plant of the Reefer container ship DOLE MAYA

Виконав: студент 4211 групи

Омельчук А.О.
(підпис) (прізвище ініціали)

Керівник роботи:

К.Т.Н., доцент

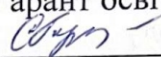
(посада, науковий ступень вчене звання)

Ю. Кісетов — Кісетов Ю.В.
(підпис) (прізвище ініціали)

Миколаїв – 2026 р.

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

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис) Кузнецова С.А.
«___» _____ 2026 р.

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

денту Омельчуку Андрію Олександровичу
(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Енергетична установка рефрижераторного контейнеровозу
DOLE MAYA

Керівник роботи канд. техн. наук, доцент кафедри ЕСЕУ та ТЕ Кісетов.В.

Затверджені наказом ректора № від « » 20 року

2. Термін подання роботи: « » 20 року

3. Вихідні дані по роботі: данні по рефрижераторного контейнеровозу.

Головні розміри: L 195,0 м, B 32,2 м, T 17,0 м; дедвейт 34064 т;
швидкість ходу 19,7 вуз, склад СЕУ: 1 ГД, 4 ДГ, 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 Режим роботи судна та суднової енергетичної установки

2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи

Розділ 3 Визначення параметрів суднового двигуна (СД) MAN B&W 7G60ME-C9.5

3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна.

3.2 Системи головного двигуна

3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

3.4 Побудова індикаторної діаграми

Розділ 4 Розрахунок характеристик суднового котла (СК) типу МКС

- 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 – баластна

- 5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми

- 5.2 Гідравлічний розрахунок системи

- 5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на

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 по 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 виконав
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 _____

Керівник роботи _____

Підпис

Ю.Кисель

Підпис

Омельчук А.

ПБ

Кісетов Ю.В.

ПБ

АНОТАЦІЯ

Рефрижераторний контейнеровоз DOLE MAYA є знаковим проектом для SSP Shipbuilding Co.Ltd, так як це перший контейнеровоз місткістю 1700 контейнерів. Особливістю цього контейнеровоза є те, що судно оснащено останніми розробками захисту від дій піратів.

У кваліфікаційній роботі виконано розрахунок енергетичної установки контейнеровозу DOLE MAYA, визначено ефективність її роботи на різних режимах, визначено основні параметри головного двигуна MAN B&W 7G60ME-C9.5, розраховано характеристики комбінованого котла MJC фірми Jiujiang-Mitsubishi Marine Boiler, спроектовано баластну систему, визначено характеристики потенційних небезпек і шкідливостей у машинному відділенні, розроблено рекомендації щодо засобів гасіння пожеж та дій екіпажу у разі їх виникнення.

Графічна частина роботи складається з 5 креслень: структурні схеми СЕУ, діаграми потоків теплоти, двигун 7G60ME-C9.5, компоновальна схема котла MJC, схема баластної системи. Випускна бакалаврська робота викладена на 76 сторінках, містить 15 рисунків, 8 таблиць. Список використаної літератури становить 15 джерел.

Ключові слова. Суднова енергетична установка, комбінований котел, баластна система

ABSTRACT

The refrigerated container vessel DOLE MAYA is a landmark project for SSP Shipbuilding Co. Ltd, as it is the company's first container ship with a capacity of 1,700 containers. A distinctive feature of this vessel is that it is equipped with the latest anti-piracy protection systems.

In this qualification work, the calculation of the power plant of the container vessel DOLE MAYA was carried out, and the efficiency of its operation under various operating modes was determined. The main parameters of the MAN B&W 7G60ME-C9.5 main engine were identified, the characteristics of the MJC composite boiler

					КРБ.6.135.4211.05.А.ПЗ	Арк.
						3
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

manufactured by Jiujiang-Mitsubishi Marine Boiler were calculated, and a ballast system was designed. In addition, the characteristics of potential hazards and harmful factors in the engine room were analyzed, and recommendations regarding firefighting equipment and crew actions in case of fire were developed.

The graphical part of the work consists of 5 drawings: structural diagrams of the ship power plant, heat flow diagrams, the 7G60ME-C9.5 engine, the arrangement diagram of the MJC boiler, and the ballast system diagram. The bachelor's thesis is presented on 76 pages and contains 15 figures and 8 tables. The list of references includes 15 sources.

Keywords: Ship power plant, composite boiler, ballast system.

					КРБ.6.135.4211.05.А.ПЗ	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ПРИЙНЯТІ СКОРОЧЕННЯ

АДГ – аварійний дизель-генератор;
ГД – головний двигун;
ГРК – гвинт регульованого кроку;
ГФК – гвинт фіксованого кроку;
ДГ – дизель-генератор;
ДК – допоміжний котел;
ДАУ – дистанційно автоматичне керування;
ЕУ – енергетична установка;
КВЛ – конструктивна ватерлінія;
ККД – коефіцієнт корисної дії;
МВ – машинне відділення;
МОД – малообертовий двигун;
ОУ – опріснювальна установка;
ПНВТ – паливний насос високого тиску;
СЕС – суднова електростанція;
СЕУ – суднова енергетична установка;
УК – утилізаційний котел;
ЦПУ – центральний пост управління;
ФТО – фільтр тонкого очищення

					ВБР.6.135.4211.05.С.ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

	Стор.
Вступ	7
Розділ 1. Загальна характеристика судна та енергетичної установки	8
1.1. Загальні відомості про судно	9
1.2. Основні характеристики	10
1.3. Морехідні якості судна	11
1.4. Загальна характеристика СЕУ	11
Розділ 2. Визначення ефективності суднової енергетичної установки ...	13
2.1. Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки ...	14
2.2. Розробка структурної схеми енергетичної установки	18
2.3. Режими роботи судна та суднової енергетичної установки	18
2.4. Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи	19
Розділ 3. Визначення параметрів суднового двигуна MAN B&W	
7G60ME-C9.5	24
3.1. Загальний устрій та характеристики двигуна	25
3.2. Системи головного двигуна	28
3.3. Розрахунок робочого циклу двигуна	29
3.4. Побудова індикаторної діаграми	33
Розділ 4. Розрахунок характеристик суднового котла типу MJC	36
4.1. Загальний устрій котла	37
4.2. Вибір компоновальної схеми котла	38
4.3. Розрахунок процесу горіння	39
4.4. Тепловий баланс котла	42
4.5. Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь	43
Розділ 5. Визначення характеристик загальносуднової системи –	
баластна	48
5.1. Розробка розгорнутої принципової схеми	49
5.2. Гідрравлічний розрахунок системи	50
5.3. Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на	
міцність трубопроводу	57
Розділ 6. Охорона праці у машинному відділенні судна	61
6.1. Характеристика потенційних небезпек і шкідливостей у машинному	
відділенні	62
6.2. Рекомендації щодо захисту від пожежної небезпеки або	
шкідливостей	70
Висновки	74
Список використаних джерел	75
Додатки	

ВСТУП

У даній кваліфікаційній роботі бакалавра розглянута енергетична установка рефрижераторного контейнеровозу DOLE MAYA.

Транспортування вантажів морем є одним із самих прийнятних видів транспортування для більшості вантажів, а також одним із самих надійних і дешевих видів перевезень. У зв'язку з тим, що Україна є морською державою, цей вид перевезень становиться стає найбільш актуальним, торговому флоту необхідно приділяти підвищену увагу, постійно його розвивати. При порівнянні ефективності різних типів СЕУ варто враховувати такі фактори, як будівельна вартість, вартість експлуатації, ремонтпридатність, надійність, окупність.

Контейнеровози поширені в світі. Інтенсивне будівництво контейнеровозів почалося після 1960 у зв'язку з розвитком контейнерних перевезень різними видами транспорту і міжнародною стандартизацією розмірів контейнерів. Використання контейнерів істотно скорочує транспортні витрати, час стоянки судів під вантажними операціями, забезпечує збереження вантажів і прискорення їх доставки. Контейнеровози океанського плавання забезпечують перевезення контейнерів на магістральних напрямках між основними портами різних континентів.

На судні встановлено один головний дизельний двигун з прямою передачею потужності на гвинт. Допоміжний комплекс задовольняє потреби в енергії будь-якого виду та забезпечує задане функціонування головного комплексу і загальносуднових споживачів. На даному судні встановлено водоопріснювальна установка, комбінований котел та чотири дизель-генератори.

					КРБ.6.135.4211.05.В.ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211.05.01.ПЗ				
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					
					Загальна характеристика судна та енергетичної установки	Літ.	Арк.	Аркушів	
Студент	Омельчук А.О.							8	5
Керівник	Кісєтов Ю.В.								
					НУК				

РОЗДІЛ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки

1.1 Загальні відомості про судно [1]

Рефрижераторний контейнеровоз DOLE MAYA розроблений спеціально для американської торгівлі фруктами та овочами з Латинської Америки компанією SDARI. DOLE MAYA був доставлений судноверф'ю CSS C Chengxi у січні 2021 року, а його сестринське судно Dole Aztec – п'ять місяців потому.

Форма корпусу є традиційною для суден цього типу – з бульбоподібним носом і транцевою кормою. Судна мають повністю комірчасту конструкцію та обладнані трьома гідравлічними кранами MacGregor вантажопідйомністю 45 тонн при вильоті стріли 28 м.

Вантажомісткість становить номінально 2336 TEU, хоча для рефрижераторних суден частіше використовують показник у 40-футових контейнерах (FEU). Судно DOLE MAYA може перевозити загалом 1012 FEU – 447 під палубою та 565 на палубі. Додатково на палубі можна розмістити ще 312 TEU. При однорідній масі контейнера 25 тонн місткість становить 988 FEU.

На судні доступно 919 рефрижераторних розеток, що забезпечує покриття близько 80% загальної місткості судна. Рефрижераторні контейнери під палубою охолоджуються прісною водою, що значно зменшує кількість вентиляційних вентиляторів, споживання електроенергії, рівень шуму та викиди CO₂.

Судно працює під Багамським прапором. IMO номер 9877729.

Судно спроектовано згідно класифікованого товариства DNVGL: + 1A Container Ship, CMON, COAT-PSPC(B), BIS, E0, LCS, NAUT(NAV), Clean(TierIII), ER(SCR, EGR, TIERIII, EGCS Hybrid), BWMT(T), Recyclable, TMON(Oil lubricated), DG(P).

					КРБ.6.135.4211.05.01.ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2 Основні характеристики [1]

Таблиця 1.1. Основні характеристики судна

Характеристика	Значення
Довжина, м	
найбільша	195,00
між перпендикулярами	185,00
Ширина, м	32,20
Висота борта, м	17,00
Ширина подвійного борту, м	
борт	1,65
Дно	2,10
Осадка, м	
розрахункова	10,50
повна	11,50
Водотоннажність, т	28780
Легкий вантаж, т	13366
Дедвейт, т	
розрахунковий	34064
повний	28816
Швидкість судна, вуз	19,7
Об'єм цистерн, м ³	
важкого палива	1994
легкого палива	875
баластних цистерн	12630
Добова витрата палива, т/добу	
головний двигун, Tier II	63,1
допоміжні двигуни, Tier II	28,6
Об'єм вантажу, м ³	
пакетований	447
рефрижераторний	444
Кількість контейнерів, шт	
довжина	20 футів, 40 футів, 4,5 футів
висота	2,4 м 6 дюймів, 2,7 м 6 дюймів
загальний	312 TEU / 1012 FEU
на палубі	312 TEU / 565 FEU
в трюмах	0 TEU / 447 FEU

1.3 Морехідні якості судна

Форма корпусу й співвідношення головних розмірів забезпечують судну відповідні ходові й морехідні якості, як у повному вантажу так і в баласті. Рушій – гвинт фіксованого кроку діаметром 7,0 м, виготовлено з нікель-алюміній-бронзи, частота обертання 97 хв⁻¹.

Швидкість судна при тихій погоді, при хвилюванні не більше 2 балів і вітрі не більше 3 балів за шкалою Бофорта, глибині не менше 40 метрів складає 19,7 вузлів при при 90% навантаження двигуна.

Добова витрата пального на головний двигун $G_{HFO}^{ГД} = 63,1 \text{ т / добу}$

Добова витрата пального на допоміжний двигун $G_{HFO}^{ДГ} = 28,6 \text{ т / добу}$

Об'єм паливних цистерн для здійснення рейсу становить 1

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

$$T_a = \frac{\sum V_{HFO}}{k_3 \cdot (G_{HFO}^{ГД} + G_{HFO}^{ДГ} + G^{ДК}) \cdot \rho} = \frac{1994}{1,1 \cdot (63,1 + 28,6) \cdot 0,960} = 21,$$

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

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

$$S = v \cdot T_a = 19,7 \cdot 21 = 414$$

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

1.4 Загальна характеристика СЕУ [1]

Головний двигун — MAN B&W 7G60ME-C9.5 потужністю 18760 кВт при 97 об/хв. Для руху судна він безпосередньо з'єднаний із семиметровим гвинтом регульованого кроку, що забезпечує експлуатаційну швидкість 19,7 вузла при проєктній осадці.

					КРБ.6.135.4211.05.01.ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рефрижераторні судна мають високі потреби в електроенергії для охолодження контейнерів, тому судно оснащено чотирма дизель-генераторами на базі середньообертових двигунів MAN 7L27/38, кожен із яких виробляє 2310 кВт при 720 об/хв. Дизелі працюють на важкому паливі, дизельне паливо застосовується для холодного пуску. Також одного аварійного дизель-генератора потужністю 615 кВт.

Для відповідності нормам щодо викидів SOx на судні встановлено гібридний скруббер Andritz, який очищує вихлопні гази головного двигуна та всіх чотирьох допоміжних двигунів.

На судні пар виробляється одним комбінованим водотрубним паровим котлом типу MJC фірми Jiujiang-Mitsubishi Marine Boiler, який має паропроductивність – 2,5/2,0 т/год.

Поповнення прісної води від опріснювальної установки AQUA Blue freshwater C125 продуктивністю 40т/добу.

Судно обладнано установкою очистки стічних вод Wärtsilä Water Systems Ltd типу STC06-13.[1]

Висновки:

1. Транспортне судно DOLE MAYA є рефрижераторним контейнеровозом для перевезення фруктів та овочів з Латинської Америки для користувачів у Америці. Наявність рефрижераторної установки, що є потужним використовує електричну енергію, а також термін доставки вантажів, що швидко псуються, додає вимог до складу установки для забезпечення її необхідною кількістю механічної та електричної енергії.

2. Враховуючи запаси пального – 1994 м³, складу СЕУ : 1ГД - 7G60ME-C9.5 потужністю 18760 кВт, 4 ДГ з MAN 7L27/38 та електричною потужністю 2310 кВт кожний та комбінованим водотрубним паровим котлом паропроductивністю 2,5/2,0 т/год насиченої пари, автономність може скласти до 21 днів, а дальність плавання при експлуатаційній швидкості 19,7 вузлів – до 414 морських миль.

					КРБ.6.135.4211.05.01.ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					ВБР.6.135.4211.05.02.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Визначення ефективності суднової енергетичної установки	Літ.	Арк.
Студент	Омельчук А.О.						Аркушів
Керівник	Кісєтов Ю.В.					13	11
						НЧК	

РОЗДІЛ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки

2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки

Головний двигун [1,2,3]

В якості головного на судні встановлено малообертовий двигун MAN B&W типу 7G60ME-C9.5. Це семициліндровий двигун, двотактний, крейцкопфний, реверсивний, з наддувом та електронним керуванням клапанів. Діаметр циліндра 600 мм, хід поршня 2150 мм.

Двигун використовує важке паливо типу HFO, MGO

Вихідні дані для розрахунків наведено в Додатку 2.

Головні суднові передачі, муфти, валопровід та рушій

На судні встановлено гребний гвинт фіксованого кроку. Гвинт виконано з нікель – алюміній – бронзи фірмою SDARI. Частота обертання 97 хв^{-1} . Діаметр гвинта 7000 мм. Його характеристики розраховані на роботу при 87% номінальної потужності і номінальних оборотах головного двигуна. [1]

Потужність головного двигуна передається на гвинт безпосередньо. [1]

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

Діаметри валів визначимо згідно методики, наведеній у Регістрі судноплавства України том 3 [4]. Приймаємо, що гребний вал зроблено зі сталі категорії міцності КМ-25, а проміжний вал – КМ-23 ($R_{гв} = 480 \text{ МПа}$ та $R_{пв} = 440 \text{ МПа}$ відповідно) розрахунок на міцність доцільно проводити на номінальну потужність ГД $N_e = 18760 \text{ кВт}$ при відповідній частоті обертання $n = 97 \text{ хв}^{-1}$. Приймаємо коефіцієнти, що враховують особливості пропульсивноно комплексу: $F = 100$ для дизельних установок з прямою передачею; $k = 1,22$ – коефіцієнт, що враховує конструкцію з'єднання валу та гребного гвинта. Отже найменший припустимий діаметр обчислюється таким чином, мм:

$$d_{np} \geq F \sqrt[3]{\frac{N_e}{n_{ВП}}} \geq 100 \sqrt[3]{\frac{18760}{97}} \geq 578,3$$

					КРБ.6.135.4211.05.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Мінімальний розрахунковий діаметр гребного валу, мм:

$$d_{\min} \geq F \cdot k \cdot \sqrt[3]{\frac{N_e}{n_{\text{БП}}}} \geq 100 \cdot 1,22 \cdot \sqrt[3]{\frac{18760}{97}} \geq 705,5$$

Розрахункові діаметри валів, мм:

$$d_p^{zp} = d_{\min} \sqrt[3]{560 / (R_{\text{ГВ}} + 160)} = 755,8 \cdot \sqrt[3]{560 / (480 + 160)} = 675$$

$$d_p^{np} = d_{np} \sqrt[3]{560 / (R_{\text{ГВ}} + 160)} = 619,5 \cdot \sqrt[3]{560 / (440 + 160)} = 565$$

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

Приймаємо найближче більше значення згідно таблиці номральних діаметрів для валів [4]: діаметр гребного валу $d_{gp} = 570$ мм; · діаметр проміжного валу $d_{np} = 680$ мм. До допоміжного обладнання валопроводу належать: валоповоротний пристрій з електричним приводом, що використовується для прокручування вала після зупинки двигуна задля уникнення прикипання масляної плівки в підшипниках, і гальмівний пристрій, призначений для фіксації валопроводу при аварійних ситуаціях або в період ремонту

Суднова електростанція [1,2,5]

Суднова електростанція складається з 4-х дизель-генераторів CSSC Marine Power Co., Ltd типу MAN 7L27/38. Генератори виготовлені Zhen Jiang China Marine-XianDai Generating Co., Ltd типу FC6564-84K та мають потужність 2310 кВт кожний. Род току змінний, напруга силової сеті 380 В, напруга освітлення 200 В, частота струму 60 Гц.

Двигуни використовують паливо марок HFO, MGO

Вихідні дані для розрахунків наведено в Додатку 3.

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

					КРБ.6.135.4211.05.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

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 установка. [1,2,6]

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

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

На судні встановлено один комбінований котел

- | | |
|---|--|
| - кількість | $i = 1$ |
| - марка | <i>Jiujiang-Mitsubishi Marine Boiler</i> |
| - продуктивність насиченої пари | $D_s^{DK} = 2,5 \text{ м/год}$ |
| - продуктивність насиченої пари | $D_s^{YK} = 2,0 \text{ м/год}$ |
| - тиск пари | $p_s = 0,7 \text{ МПа}$ |
| - температура живильної води (прийнята) | $t_{ж.в} = 60^\circ \text{ C}$ |
| - ККД котла | $\eta = 88\%$ |
| - нижча теплота згоряння палива, кДж/кг | $Q_i^r = 40600$ |

Опріснювальна установка [1,2,7]

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

- питна, яка використовується для пиття і приготування їжі;

					КРБ.6.135.4211.05.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

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

Визначаємо продуктивність установки враховуючи потреби СЕУ та людей на судні. [8]

$$D_s^{OY} = (10^{-3} \cdot 24 \cdot \alpha \cdot [\sum D_{\Pi}^{DK}] + 10^{-3} \cdot w \cdot n_e) \cdot 1 =$$

$$= (10^{-3} \cdot 24 \cdot 0,008 \cdot [(2500+2000)] + 31 \cdot 300 \cdot 10^{-3}) \cdot 2 = 20,33 \text{ т/добу}$$

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

На судні встановлено опріснювальну установку Alfa Laval AQUA Blue E1 S-type вакуумного типу [7], яка використовують теплоту охолоджувального контуру головного двигуна.

- продуктивність $D_{OY} = 25 \text{ т/добу}$
- температура живильної заборотної води (прийнята) $t_{ж.в} = 60^{\circ}C$

					КРБ.6.135.4211.05.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки

Структурна схема енергетичної установки представлена на рис. 2.1.

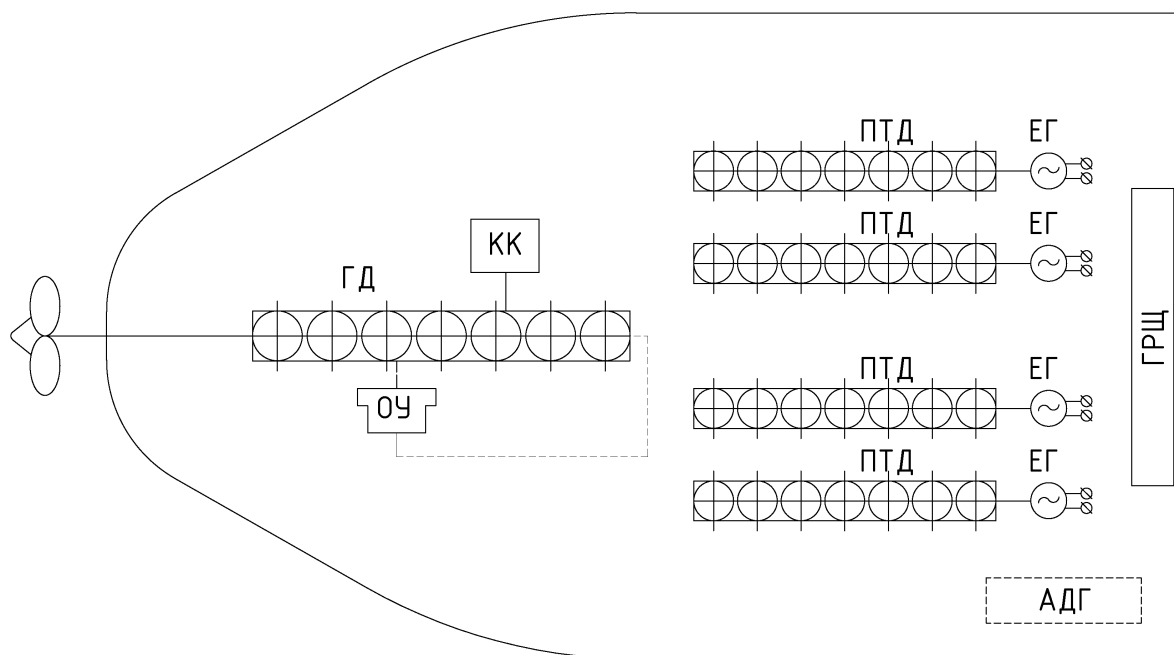


Рис. 2.1. Структурно-функціональна схема суднової енергетичної установки

DOLE MAYA

ГД – головний двигун; ДГ – дизель-генератор; ЕГ – електрогенератор; ОУ – водоопріснювальна установка; ДК – допоміжний котел; УК – утилізаційний котел; ВП – валопровід; АДГ – аварійний дизель-генератор.

2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

Таблиця 2.1. Режими роботи елементів СЕУ

Елементи СЕУ	Режими роботи СЕУ				Примітка
	Ходовий	Стоянкові		Аварійний	
		З вантажними операціями	Без вантажних операцій		
ГД (1)	+1	-	-	-	
ОУ (1)	+1	-	-	-	
ДДГ (4)	+2	+3	+1	-	1 резерв
КК	+(УК)	+(ДК)	+(ДК)	-	
АДГ	-	-	-	+	

2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи [8,9]

Головний двигун

Розраховуємо потоки теплоти в головному двигуні.

Теплота, що виділилась при спалюванні пального, кВт,

$$Q_{нал}^{ГД} = g_e \cdot N_e \cdot Q_i^r = 0,167 \cdot 18760 \cdot 42700/3600 = 37160 \text{ кВт},$$

$$G_{нал} = g_e \cdot N_e = 0,167 \cdot 16080/3600 = 0,87 \text{ кг/с},$$

Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_e^{ГД} = G_z c_{pz} T_z - G_n c_{pn} T_n = 27,00 \cdot 1,112 \cdot 533 - 26,13 \cdot 1,01 \cdot 323 = 7481 \text{ кВт},$$

G_n , G_n – кількість відпрацьованих газів та повітря двигуна

$$G_n = \alpha_\Sigma L_0 g_e N_e = 2,1 \cdot 14,3 \cdot 0,167 \cdot 18760/3600 = 26,13 \text{ кг/с},$$

$$G_z = G_n + G_{нал} = g_e N_e (1 + \alpha_\Sigma L_0) = 0,167 \cdot 18760 \cdot (1 + 2,1 \cdot 14,3) = 27,00 \text{ кг/с}.$$

Теплота, що відбирається від надувного повітря

$$Q_{nn} = G_n c_{pn} (T_k - T_n) = 26,13 \cdot 1,01 \cdot (522 - 323) = 5252 \text{ кВт}$$

T_k – температура повітря після надувного компресора

$$T_k = T_n + \Delta T = T_n \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \right] = 323 \cdot [1 + (3,705^{0,286} - 1)/0,7] = 522 \text{ К}$$

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

$$Q_{зал}^{ГД} = 0,015 Q_{нал} = 0,015 \cdot 37160 = 557 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{пр.в} = 0,085 Q_{нал} = 0,085 \cdot 37160 = 3159 \text{ кВт}$$

$$Q_m = 0,05 Q_{нал} = 0,05 \cdot 37160 = 1858 \text{ кВт}$$

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для головного двигуна

$$Q_{нал} = N_e + Q_z + Q_{nn} + Q_{пр.в} + Q_m + Q_{зал},$$

$$37160 = 18760 + 7481 + 5252 + 3159 + 1858 + 557$$

					КРБ.6.135.4211.05.02.ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Нев'язка балансу складає 0,25 %, припустимий небаланс $\pm 0,5$ %.

Комбінований котел в режимі утилізації

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

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

$$Q_{\Gamma}^{YK} = G_{\Gamma} \cdot c_{p\Gamma} (T_{\kappa} - T_{\text{від}}^{YK}) = 27,001,112 \cdot (533 - 453) = 2402 \text{ кВт}$$

Кількість теплоти, витрачена для отримання насиченої пари:

$$Q_S^{YK} = D_S^{YK} (i'' - i_{\text{ж.в.}}) = 2000 \cdot (2760,1 - 251,1) / 3600 = 1394 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт використання теплоти в УК:

$$\eta_{YK} = \frac{Q_S^{YK}}{Q_{\Gamma}^{YK}} = \frac{1394}{2402} = 0,58$$

Опріснювальна установка

З попередніх розрахунків відомо, що від прісної води системи охолодження ГД для отримання дистилату в ОУ надходить $Q_{\text{пр.в}} = 3159$ кВт. Перепад температур гарячої прісної води і заборотної води у випарнику прийнятий 20 град, забортна вода кипітиме при 60 °С. За таблицями водяної пари визначаємо відповідний тиск цієї вторинної пари і далі ентальпії сухої насиченої пари та морської води, з якої утворюється дистилат:

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

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

$$Q_{OY} = D_{OY} (i'' - i_{\text{з.в.}}) = 25 \cdot 10^3 (2609 - 251,1) / 24 / 3600 = 683 \text{ кВт}.$$

Коефіцієнт використання теплоти в УК:

$$\eta_{\text{в.л.}}^{OY} = \frac{Q_{OY}}{Q_{\text{пр.в}}^{\Gamma\Delta}} = \frac{683}{2546} = 0,27$$

					КРБ.6.135.4211.05.02.ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дизель-генератор

Теплота, що виділилась при спалюванні пального,

$$Q_{\text{пал}} = g_e N_e Q_i^r = 0,181 \cdot 2450 \cdot 42700 / 3600 = 5260 \text{ кВт},$$

$$G_{\text{пал}} = g_e N_e = 0,181 \cdot 2450 / 3600 = 0,123 \text{ кг/с}.$$

Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_z = G_z c_{pz} T_z - G_n c_{pn} T_n = 3,65 \cdot 1,141 \cdot 603 - 3,52 \cdot 1,01 \cdot 323 = 1363 \text{ кВт},$$

G_z, G_n – кількість відпрацьованих газів та повітря двигуна

$$G_n = \alpha_\Sigma L_0 g_e N_e = 2,0 \cdot 14,3 \cdot 0,181 \cdot 2450 / 3600 = 3,52 \text{ кг/с},$$

$$G_z = G_n + G_{\text{пал}} = g_e N_e (1 + \alpha_\Sigma L_0) = 0,181 \cdot 2450 \cdot (1 + 2,0 \cdot 14,3) / 3600 = 3,65 \text{ кг/с};$$

Теплота, що відбирається від надувного повітря

$$Q_{\text{н.пов}} = G_n c_{pn} (T_k - T_n) = 3,52 \cdot 1,01 \cdot (515 - 323) = 683 \text{ кВт};$$

T_k – температура повітря після надувного компресору

$$T_k = T_n + \Delta T = T \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \right] = 323 \cdot [1 + (3,9^{0,286} - 1) / 0,8] = 515 \text{ К};$$

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

$$Q_{\text{зал}} = 0,02 Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} = 0,02 \cdot 5260 = 105 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{\text{пр.в}} = 0,085 \cdot Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} = 0,085 \cdot 5260 = 447 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{м}} = 0,04 \cdot Q_{\text{пал}}^{\text{ДГ}} = 0,04 \cdot 5260 = 210 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{\text{пал}} = N_e + Q_z + Q_{\text{нп}} + Q_{\text{пр.в}} + Q_{\text{м}} + Q_{\text{зал}},$$

$$5260 = 2450 + 1363 + 683 + 447 + 210 + 105$$

Нев'язка балансу складає 0,038 %, припустимий небаланс $\pm 0,5$ %.

					КРБ.6.135.4211.05.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

Потужність електрогенератора

$$P_{e2}^{ДГ} = N_e \cdot \eta_{e2} = 2450 \cdot 0,94 = 2310 \text{ кВт.}$$

Комбінований котел в режимі спалювання палива

Кількість теплоти, що витрачено для отримання насиченої пари,

$$Q_{S}^{ДК} = D_{S}^{ДК} (i'' - i_{ж.в.}) = 2500 \cdot (2760,1 - 251,1) / 3600 = 1742 \text{ кВт}$$

Кількість теплоти, що виділилась при спалюванні пального, кВт

$$Q_{пал}^{ДК} = \frac{Q_S^{ДК}}{\eta_{ДК}} = \frac{1742}{0,88} = 1980$$

Розрахунок потоків енергії на ходовому режимі.

Згідно з табл. режимів роботи судна на ходовому режимі працюють ГД, КК(УК), ОУ та 2ДГ. Розрахункова схема наведена на рис.2.4.

Втрати енергії на валопроводі

$$Q_{вп} = N_e^{ГД} \cdot (1 - \eta_{вп}) = 18760 \cdot (1 - 0,99) = 188 \text{ кВт.}$$

До рушія підводиться потужність $N_{вп}$

$$N_{en} = N_e^{ГД} - Q_{en} = 18760 - 188 = 18572 \text{ кВт}$$

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

$$Q_{гв} = 0,3 \cdot 18572 = 5572 \text{ кВт.}$$

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

$$N_R = N_{en} - Q_{гв} = 18572 - 5572 = 13000 \text{ кВт.}$$

ККД пропульсивного комплексу визначимо:

$$\eta_e^{ПК} = \frac{N_R}{Q_{пал}^{ГД}} = \frac{13000}{37160} = 0,35$$

Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ на ходовому режимі:

$$\left(\eta_{кет}^{сеу} \right)_{xp} = \frac{N_R + Q_S^{УК} + Q_{ОУ} + 2P_{e2}^{ДГ}}{Q_{пал}^{ГД} + 2Q_{пал}^{ДГ}} = \frac{13000 + 1394 + 683 + 2 \cdot 2310}{37160 + 2 \cdot 5260} = 0,41$$

					КРБ.6.135.4211.05.02.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на ходовому режимі

$$(\eta_e^{cey})_{xp} = \frac{N_R + 2P_{eg}^{ДГ}}{Q_{нал}^{ДГ} + 2Q_{нал}^{ДГ}} = \frac{13000 + 2 \cdot 2310}{37160 + 2 \cdot 5260} = 0,37$$

Розрахунок потоків енергії на стоянковому режимі

На стоянці без вантажних операцій працюють 1ДГ та КК в режимі спалювання палива (ДК).

Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ на стоянковому режимі без вантажних операцій

$$(\eta_{квт}^{cey})_{cp} = \frac{P_{eg}^{ДГ} + Q_s^{ДК}}{Q_{нал}^{ДГ} + Q_{нал}^{ДК}} = \frac{2310 + 1742}{5260 + 1980} = 0,56$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на стоянковому режимі без вантажних операцій

$$(\eta_e^{cey})_{cp} = \frac{P_{eg}^{ДГ}}{Q_{нал}^{ДГ} + Q_{нал}^{ДК}} = \frac{2310}{5260 + 1980} = 0,32$$

Висновки:

1. Для визначення ефективності енергетичної установки судна застосовано коефіцієнти корисної дії (ККД) та використання теплоти (КВТ) в різних умовах роботи на ходовому, як найбільш навантаженому режимі та на стоянковому без вантажних операцій, як режим з найменшим навантаженням. Це дозволить визначити можливі діапазони змін коефіцієнтів ефективності та надати пропозиції по подальшому вдосконаленню СЕУ.

2. На ходовому режимі ККД = 0,37, а КВТ = 0,41, а на стоянковому ККД = 0,32 та КВТ = 0,56. Це показує що на ходовому режимі, ще є можливості для підвищення ККД пропульсивного комплексу та звернення уваги на можливість отримання додаткової електричної енергії з використанням енергії вітру. Для розробки пропозицій для поліпшення стоянкового режиму потрібно ще розглянути режим з вантажними операціями для більш повної картини.

					КРБ.6.135.4211.05.02.ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211.05.03.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Студент	Омельчук А.О.				Визначення параметрів суднового двигуна MAN B&W 7G60ME-C9.5	Літ.	Арк.
Керівник	Кісєтов Ю.В.						Аркушів
							24
							12
					НУК		

РОЗДІЛ 3 Визначення параметрів суднового двигуна MAN B&W 7G60ME-C9.5

3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна [3]

Двотактний, простої дії, кривошипний з надувом при постійному тиску і прямоточно-щілинним продуванням. Число циліндрів : 7. Діаметр поршня : 600 мм. Хід поршня : 2150 мм. Експлуатаційна потужність 18760 кВт при 97 об/хв. Максимальний тиск: 210 бар..

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

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

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

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

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

					КРБ.6.135.4211.05.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

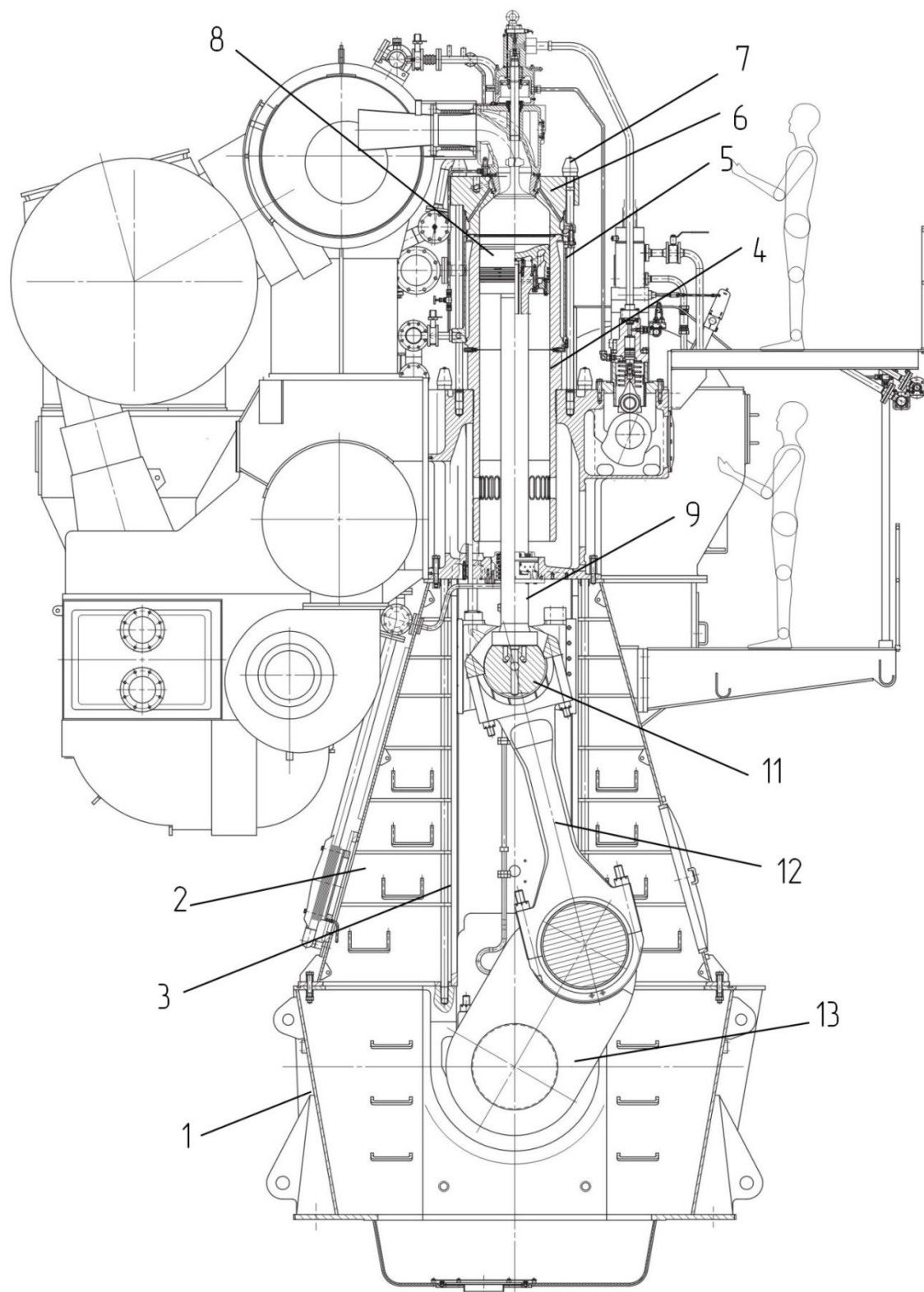


Рис.3.1 двигун MAN B&W 7G60ME-C9.5

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

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.6.135.4211.05.03.ПЗ

Арк.

26

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

Розподільчий вал 9 приводиться до обертання від колінчастого валу ланцюгової передачі, яка добре зарекомендувала себе в експлуатації. Розподільчий вал приводить до руху золотникові паливні насоси високого тиску і поршні гідравлічних приводів випускних клапанів [3].

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

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

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

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

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

Двигун має ізобарну систему наддуву (з постійним тиском). При зменшенні навантаження приблизно до 25% підключають електроповітродувки. Клапанні коробки у повітряному ресивері тут використовують для попере-

					КРБ.6.135.4211.05.03.ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

дження витрат продувного повітря при роботі двох електроповітродувок, які вмикаються автоматично. Повітряний ресивер не має герметичних перегородок, які відділяють порожнину кожного циліндру, як це було виконано на МОД попереднього покоління при використанні під поршневих порожнин у якості другого ступеня наддува.

3.2 Системи головного двигуна [3]

Судновий двигун MAN B&W 7G60ME-C9.5 має загальноприйнятту систему пуску, що включає головний пусковий клапан, пускові клапани циліндрів і золотникового розподільника повітря. При реверсі двигуна реверсують лише розподільник повітря і штовхальники ПНВТ.

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

Системи циркуляційного мастила колінчастого валу і розподільного валу розділені. Насоси мастила колінчастого валу (дві одиниці) - відцентрового типу, з електроприводом. Мастило подається до двигуна по двох трубах: від нижньої труби - на мастило рамових і упорних підшипників і на відсік приводів, від верхньої - до телескопів на мастило головних, крейцкопфів і мотильових підшипників і на охолодження поршнів. Мастило підшипників розподільного валу і живлення гідравлічної системи відкриття вихлопних клапанів забезпечується автономною системою з двома гвинтовими насосами з електроприводом.

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

Охолодження циліндрів забезпечується одним з двох відцентрових насосів з електроприводом, що подають прісну воду на охолодження діафрагм, циліндрових втулок, кришок і вихлопних клапанів циліндрів. Верхній борт

					КРБ.6.135.4211.05.03.ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

втулки, кришка і сідло вихлопного клапана мають свердління для проходу води, що охолоджує. Як правило, в системі встановлюється холодильник пластинчастого типу.

3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

3.3.1 Початкові дані

Початкові параметри для розрахунку наведені у Додатку 4.

3.3.2 Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К:

$$T_k = T_0 \left(1 + \frac{\frac{P_k}{P_0}^{0,286} - 1}{\eta_{ад}} \right) = 485,995$$

Температура повітря перед двигуном, К:

$$T_s = T_k - \eta_o(T_k - T_0) = 317,636$$

Температура заряду в кінці процесу наповнення, К:

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = 347,727$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа:

$$P_s = P_k - \Delta P_{охол} = 0,376$$

Тиск заряду в кінці процесу наповнення, МПа:

$$P_a = 0,97 \cdot P_s = 0,365$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_s}{P_a} \frac{T_s}{T_a} \frac{1}{1 + \gamma_r} (1 - \varphi_n) = 0,849$$

3.3.3 Розрахунок процесу стискування

Середній показник політропи стискування:

$$n_1 = \frac{8,314}{a_{v_c} + b_c N (1 + \varepsilon^{n_1 - 1})} + 1 = 1,362$$

					КРБ.6.135.4211.05.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Тиск в кінці стискування, МПа:

$$P_c = P_a \epsilon^{n1} = 14,568$$

Температура в кінці процесу стискання, К:

$$T_c = T_a \epsilon^{n1} = 925,961$$

3.3.4 Розрахунок процесу згоряння

Дійсна кількість повітря для згоряння, кмоль/кг:

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = 1,42$$

Хімічний коефіцієнт молярної зміни:

$$\beta_0 = 1 + \frac{8H + O}{32L} = 1,0223$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = 1,0214$$

Частина палива, що згоріла у точці z:

$$x_z = \xi_z / \xi_b = 0,969$$

Коефіцієнт молекулярної зміни у точці z:

$$\beta_z = 1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} x_z = 1,021$$

Максимальна температура згоряння, К:

$$T_z = \frac{\frac{\xi_z Q_H}{\alpha L_0} + [C'_v + 8,314\lambda + \gamma_r(C''_v + 8,314)]T_c}{\beta_z(1 + \gamma_r)C_{pz}T_z} = 1681$$

Максимальний тиск згоряння, МПа:

$$P_z = \lambda \cdot P_c = 16,753$$

3.3.5 Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення:

$$\rho = \frac{\beta_z T_z}{\lambda T_c} = 1,611$$

					КРБ.6.135.4211.05.03.ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ступінь подальшого розширення:

$$\delta = \varepsilon/\rho = 9,309$$

Середній показник політропи розширення:

$$n_2 = 1 + \frac{8,314(\frac{\beta_z}{\beta} T_z - T_b)}{\frac{Q_H(\xi_b - \xi_z)}{L(1 + \gamma_r)\beta} + \frac{\beta_z}{\beta}(a_{v_z} + b_z T_z)T_z - (a_{v_b} + b_b T_b)T_b} = 1,296$$

Температура в кінці процесу розширення, К:

$$T_b = T_z \frac{1}{\delta^{n_2-1}} = 868,037$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа:

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = 0,929$$

3.3.6 Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа:

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] = 2,083$$

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа:

$$P_i = P_i' \zeta (1 - \varphi_{\pi}) = 1,918$$

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

$$b_i = 433 \frac{P_z \eta_H}{\alpha L_0 T_z P_i} = 0,160$$

Індикаторний ККД:

$$\eta_i = \frac{3600}{b_i \cdot Q_H} = 0,528$$

3.3.7 Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа:

$$P_e = P_i \cdot \eta_M = 1,802$$

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

$$b_e = b_i / \eta_K = 0,1699$$

					КРБ.6.135.4211.05.03.ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,496$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13,1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i = 18793$$

Порівняння заданої та отриманої ефективної потужності двигуна, %

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

Похибка не перевищує допустимі 0,5 %.

3.3.8. Визначення дійсного π_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_n \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a = 37,522$$

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

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \cdot \frac{N_e}{3600} = 38,282$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_t = 0,94 \cdot P_k = 0,369$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_t}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 702,685$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$M_s = \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0,79 \cdot \alpha \cdot L_0) = 1,452$$

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

$$R_t = \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461,6} + \frac{0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259,8} + \frac{0,79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296,8}} = 287,583$$

					КРБ.6.135.4211.05.03.ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Показник адіабати розширення газу у турбіні:

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} = 1,383$$

Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\pi_k = \left[1 + \frac{\left(\frac{k_t}{k_t - 1} \right) \cdot R_t \cdot T_t \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,9 \cdot P_k}{P_0} \right)^{\frac{k_t}{k_t - 1}}} \cdot \eta_{t.m} \cdot \eta_{t.ad} \cdot G_t \right]}{G \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(\frac{k_v}{k_v - 1} \right) \cdot \frac{1}{\eta_{k.ad}}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 3,704$$

Дійсний тиск надуву, МПа

$$P_{kd} = \pi_k \cdot P_0 = 0,3705$$

Порівняння заданого та отриманого тиску наддуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \cdot 100 = 2,577\%$$

Похибка не перевищує допустимі 0,5%.

3.4 Побудова індикаторної діаграми

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

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

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

					КРБ.6.135.4211.05.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

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

де $\frac{V}{V_c} = \varepsilon_x$ – відношення об'ємів, що представляє собою значення ступеня

стиску в даний момент.

Дані для розрахунку та побудови індикаторної діаграми

Показник політропи стиснення n_1	1,362
Показник політропи розширення n_2	1,296
Тиск кінця стиснення p_c , МПа	14,568
Максимальний тиск згоряння p_z , МПа	16,753
Ступінь попереднього розширення ρ	1,611
Ступінь стиснення ε	15

Таблиця 3.1. Результати розрахунків для побудови індикаторної діаграми

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$	V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	16,75		8,31	0,82	2,00
1,00	14,57	16,75	8,97	0,73	1,81
1,61	7,61	16,75	9,64	0,66	1,65
2,28	4,74	10,68	10,31	0,61	1,51
2,95	3,34	7,65	10,98	0,56	1,39
3,62	2,53	5,87	11,65	0,51	1,29
4,29	2,01	4,71	12,32	0,48	1,20
4,96	1,65	3,90	12,99	0,44	1,12
5,63	1,38	3,31	13,66	0,41	1,05
6,30	1,19	2,86	14,33	0,39	0,99
6,97	1,04	2,51	15,00	0,36	0,93
7,64	0,91	2,23	15,00		0,36

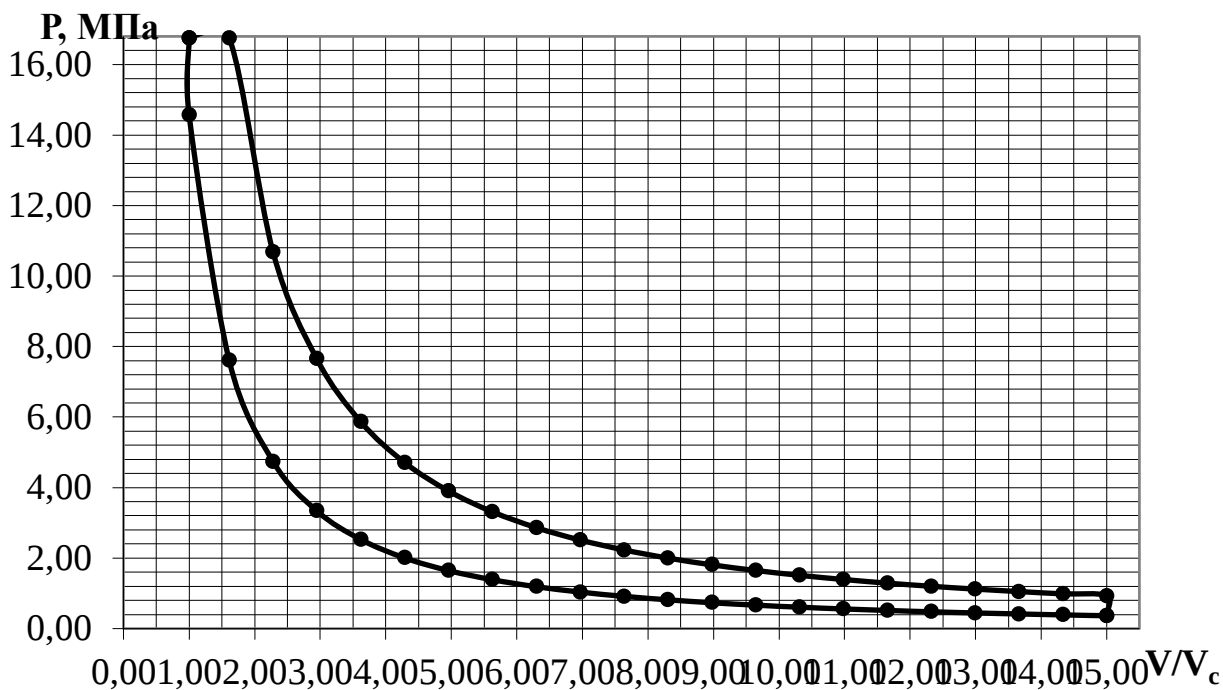


Рис. 3.2. Індикаторна діаграма

Висновки:

1. Описано устрій головного двигуна та його системи, що дозволило глибше вивчити його конструктивні особливості та мати можливість запропонувати заходи для зменшення екологічно небезпечних викидів.
2. Проведено розрахунок робочого циклу головного двигуна та побудована індикаторна діаграма. Це дозволило ознайомитися з основними процесами, параметрами та використовувати їх у розрахунках розділу 2.

					ВБР.6.135.4211.05.04.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Розрахунок характеристик суднового допоміжного котла МДС	Літ.	Арк.
Студент	Омельчук А.О.						36
Керівник	Кісетов Ю.В.					НУК	
						Аркушів	12

РОЗДІЛ 4 Розрахунок характеристик суднового допоміжного котла

4.1 Загальний устрій котла

Комбіновані котли мають дві незалежно працюючі складові та, відповідні їм, поверхні нагріву. Якщо, наприклад, на ходу судна паропродуктивність утилізаційної частини недостатньо (головний двигун працює на часткових навантаженнях), то до роботи включається топковий пристрій допоміжної частини котла.

Використання комбінованих котлів дозволяє зменшити масогабаритні показники, порівняно із окремими утилізаційними та допоміжними котлами. Суттєвим недоліком комбінованих котлів є менша надійність при порівнянні з окремим утилізаційним та допоміжним котлами. Пошкодження будь-якої паротвірної труби утилізаційної частини виводить з роботи увесь комбінований котел.

На судні встановлено вертикальний циліндричний комбінований котел МКС фірми Jiujiang-Mitsubishi Marine Boiler (рис.4.1) з димогарними трубами утилізаційної частини та спіральними трубами паливної частини. Котел забезпечує паропродуктивність при роботі на мазуті 2500 кг/год при розрахунковому тиску 0,7 МПа та 2000 кг/год при роботі тільки на газах ДВЗ. [6]

Конвективна поверхня утилізаційної частини складається із прямих вертикальних труб, по яких протікають відхідні гази, а вода омиває їх ззовні, а поверхня нагріву паливної частини складається із вертикальних спіральних труб виготовлених за технологією та водоохолоджуваної топки, які омиваються газами із середини. Спіральні труби мають ефект самоочищення за рахунок високої швидкості і газів у порівнянні з традиційними конструкціями.

					КРБ.6.135.4211.05.04.ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

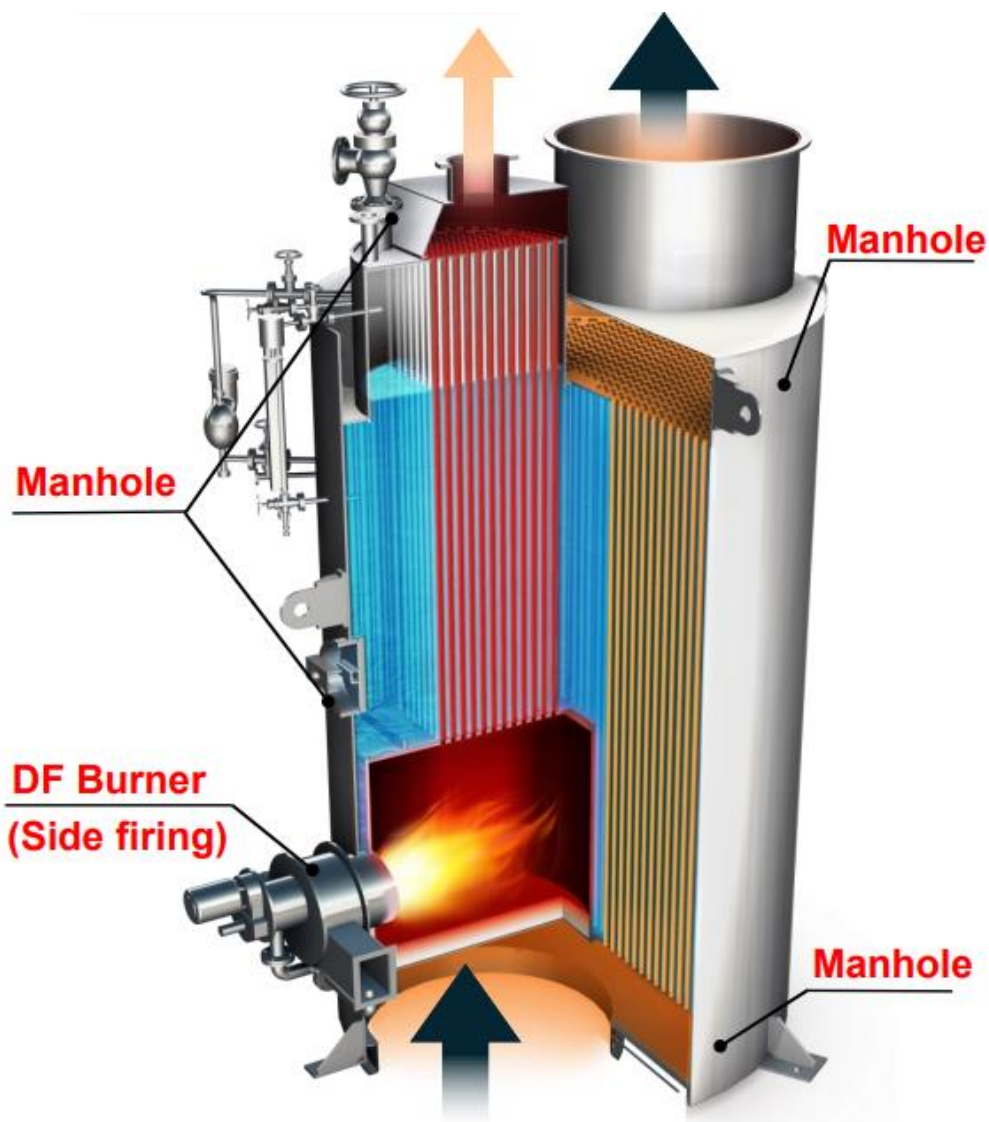


Рис.4.1. Загальний вид котла МЖС

4.2 Вибір компоувальної схеми котла

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

- схема компоування випарної поверхні;
- схема розташування пароперегрівника;
- необхідність установки хвостових поверхонь;
- конструктивні особливості цих поверхонь.

Для допоміжних та комбінованих котлів малої продуктивності, які виробляють тільки насичений пар тиском до 1,0 МПа і працюють для таких споживачів, як системи системи теплопостачання та гарячого водопостачання, системи підігріву палива перед двигунами та іншими, установка хвостових поверхонь нагріву вважається недоцільною. У відповідності до завдання, котел повинен виробляти насичену пару, тому складається лише із однієї випарної поверхні без пароперегрівача та економайзера.

4.3 Розрахунок процесу горіння

Згідно завдання проводимо розрахунок тільки допоміжної частини комбінованого котла

Вихідні дані:

Завдання на проектування [10]					
№	Величина	Позначення	Одиниця виміру	Формула або джерело	Величина
1	Паропродуктивність котла	$D_{н.п}$	кг/с	задано	0,42 (2,5 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»	178
4	ККД котла	η	%	задано	88
5	Температура живильної води	$t_{ж.в}$	°C	задано	60
6	Температура повітря на вході до топки	$t_{х.в}$	°C	задано	35
7	Коефіцієнт надлишку повітря	α	-	приймаємо	1,31
8	Кількість форсунок	$N_{форс}$	шт.	задано	1
9	Марка палива		-	задано	M40C

					КРБ.6.135.4211.05.04.ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10	Нижча теплота згоряння палива	$Q_{н.р.}$	кДж/кг	табл. «Характеристики палива»	$40,6 \times 10^3$
11	Витрата розпилюючої пари на форсунку	G_{ϕ}	кг/кг	приймаємо	0,04
12	Тиск розпилюючої пари	p_{ϕ}	МПа	приймаємо	0,3
13	Вологовміст атмосферного повітря	d	кг/кг	приймаємо	0,01

Розрахунок кількості повітря та продуктів згоряння

1	Склад палива на робочу масу	C_p	%	табл. «Характеристики палива»	86
		H_p	%		10,7
		S_p	%		0,5
		O_p	%		0,68
		A_p	%		0,12
		W_p	%		2,0
2	Теоретична кількість сухого повітря	V_o	м ³ /кг	$V^o = 0,0889(C^P + 0,375S^P) + 0,267H^P - 0,0333O^P$	10,47
3	Об'єм три-атомних газів	V_{RO_2}	м ³ /кг	$V_{RO_2} = 1,866 \cdot (C^P + 0,375S^P)$	1,612
4	Теоретичний об'єм водяної пари	V_{H_2O}	м ³ /кг	$V_{H_2O} = V_{H_2O}^o + 0,0161(\alpha - 1)V^o$	1,451
5	Теоретичний об'єм водяної пари при $\alpha = 1$	V_{oH_2O}	м ³ /кг	$V_{H_2O}^o = 0,111H^P + 0,0124W^P + 0,0161V^o$	1,43
6	Теоретичний об'єм азоту при $\alpha = 1$	$V_{o.N_2}$	м ³ /кг	$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V^0$	8,27
7	Теоретичний об'єм кисню	$V_{o.O_2}$	м ³ /кг	$(\alpha - 1)V^o$	0,286
8	Теоретичний об'єм продуктів згоряння при $\alpha = 1$	$V_{o.г}$	м ³ /кг	$V_{RO_2} + V_{N_2}^o + V_{H_2O}$	11,317
9	Дійсний об'єм продуктів згоряння	$V_{г}$	м ³ /кг	$V_{RO_2} + V_{N_2}^o + V_{H_2O} + (\alpha - 1)V^o$	12,7

					КРБ.6.135.4211.05.04.ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10	Об'ємні частки триатомних газів:	Γ_{RO_2}	-	$\frac{V_{RO_2}}{V_2}$	0,127
11	Об'ємні частка водяної пари	Γ_{H_2O}	-	$\frac{V_{H_2O}}{V_2}$	0,114
12	Об'ємна частка суми триатомних газів	Γ_{Π}	-	$r_{RO_2} + r_{H_2O}$	0,241

Розрахунок ентальпій повітря та продуктів згоряння

1	розрахунок проводиться в табличній формі з побудовою $I-T$ – діаграми приклад розрахунку наведений у [10]
---	--

Результати розрахунків наведено у таблиці 4.1.

$I-t$ діаграму продуктів згоряння дивись на рис.4.2

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

$t, ^\circ C$	V_{RO_2}		$V_{N_2}^0$		$V_{H_2O}^0$		$I_{\text{пов}}^0$	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}	$V_{H_2O}^0 C_{H_2O}$			
100	1,7	2,74	1,29	10,72	1,32	2,15	1387	1562	1742
200	1,787	2,88	1,3	10,75	1,52	2,17	2790	3162	3525
400	1,93	3,11	1,31	10,89	1,56	2,24	5675	6499	7236
600	2,04	3,29	1,34	11,09	1,62	2,31	8691	10010	11400
1000	2,2	3,55	1,4	11,52	1,72	2,46	15060	17530	19490
1400	2,31	3,73	1,44	11,87	1,83	2,61	21750	25550	28330
1800	2,39	3,85	1,47	12,15	1,92	2,75	28620	33760	37480
2200	2,45	3,95	1,5	12,37	2,0	2,86	35630	42190	46830

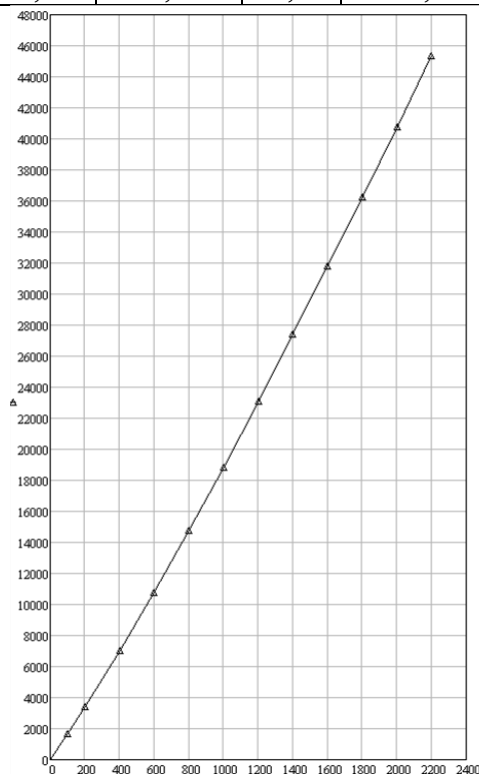


Рис.4.2 $I-t$ діаграма продуктів згоряння

					КРБ.6.135.4211.05.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

4.4 Тепловий баланс котла

Складання попереднього теплового балансу котла

1	Температура підігріву палива	$t_{т.л}$	°С	приймаємо	115
2	Теплоємності при температурі повітря на вході в топку: сухого повітря: водяної пари:	$C_{с.пов}$ C_{H_2O}	кДж/м ³	[10]	1,299 1,498
3	Теплоємність палива	$C_{пал}$	кДж/м ³ К	$C_{пал} = 1,74 + 0,0025t_{т.л} =$ $1,74 + 0,0025 \cdot 115$	2,027
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	$j_{х.п} = \alpha V^0 (C_{с.в} + 1,6dC_{H_2O}) t_{х.в}$ [10] $C_{пал} \cdot t_{т.л}$ табл. «Властивості води і водяної пари» табл. «Властивості води і водяної пари»	548 2725 233,1 2761,1 251,1
5	Теплота, що вноситься розпилюючим паром:	$Q_{ф}$	кДж/кг	$G_{ф}(i_{ф} - 2500)$	8,99
6	Наявна теплота	$Q_{р.р}$	кДж/кг	$Q_H^p + i_{пал} + Q_{ф}$	40850
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 0,01 10,98
8	Теплові втрати з відхідними газами	Q_2	кДж/кг	$\left(\frac{q_2}{100}\right) Q_p^p$	4488
9	Ентальпія відхідних газів:	$I_{відх}$	кДж/кг	$Q_2 + I_{х.пов}$	5056
10	Температура відхідних газів:	$t_{відх}$	°С	з I-T – діаграми	282,6
11	Розрахункова витрата палива	$B_{розр}$	кг/с	$\frac{D_{н.п}(i_{н.п} - i_{ж.в})}{Q_{р.р}\left(\frac{\eta}{100}\right)}$	0,032
12	Коефіцієнт збереження теплоти	ϕ		$1 - \frac{q_s}{\eta + q_5}$	0.99

					КРБ.6.135.4211.05.04.ПЗ	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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	800
2	Об'єм топки	$V_{\text{топки}}$	м ³	$V_T = \pi r^2 \cdot h$	1,62
3	Розрахункова продуктивність однієї форсунки	$B_{\text{форс}}$	кг/с	$B = \frac{B}{N}$	0,032
4	Розрахунковий діаметр топки	D	м	прийнято	1,5
5	Ширина топки	D_T	м	$D - 0.2$	1,3
6	Висота топки	H_T	м	$\sqrt[3]{V_T}$	1,2

Побудова ескізу топки та уточнення розмірів

7	Витрата повітря через отвір фурми,:	V_{ϕ}	м ³ /с	$\frac{(\alpha \cdot V_o \cdot B_{\text{форс}}) \cdot (t_{\text{х.пов}} + 273)}{273}$	0,423
8	Швидкість повітря через отвір фурми	ω'_{ϕ}	м/с	приймаємо	5,8
9	Живий перетин фурми	f'_{ϕ}	м ²	$\frac{V_{\phi}}{w'_{\phi}}$	0,073
10	Розрахунковий діаметр фурми	d'_{ϕ}	м	$\sqrt{\frac{f'_{\phi}}{(0,785)}}$	0,305
11	Прийнятий діаметр фурми	d_{ϕ}	м	округляємо d'_{ϕ}	0,3
12	Прийнятий перетин фурми	f_{ϕ}	м ²	$0,785 d_{\phi}^2$	0,071
13	Дійсна швидкість повітря через отвір фурми	ω_{ϕ}	м/с	$\frac{V_{\phi}}{f_{\phi}}$	5,9
14	Повна площа поверхні топки:	$F_{\text{т.полн}}$	м ²	$3,14 \cdot D_T \cdot H_T + 2 \cdot 3,14 \cdot \frac{D_T^2}{4}$	7,6
15	Променесприймальна площа поверхні нагріву топки	$F_{\text{т.пром}}$	м ²	$\left(3,14 \cdot D_T \cdot H_T - 3,14 \cdot \frac{d_{\phi}^2}{4}\right) + 3,14 \cdot \frac{D_T^2}{4}$	6,2
16	Ступінь екранування топки	$\phi_{\text{топки}}$		$\frac{F_{\text{т.пром}}}{F_{\text{т.полн}}}$	0,817
17	Ефективна товщина випромінюючого шару топки	$S_{\text{топки}}$	м	$3,6 \left(\frac{V_T}{F_{\text{т.полн}}}\right)$	0,763

Розрахунок теплообміну в топці:

1	Ентальпія газів при адіабатній температурі	I_a	кДж/кг	$Q_p^p(1 - q_3) + j_{\text{х.пов}}$	41200

					КРБ.6.135.4211.05.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

2	Адіабатна температура газів	t_a	°C	з I - T – діаграми	1960
3	Адіабатна температура газів:	T_a	K	$t_a + 273$	2233
4	Температура газів на виході із топки	t'_T	°C	приймаємо	820
5	Температура газів на виході із топки	T'_T	K	$T'_T + 273$	1093
6	Тиск в топці	p_T	МПа	приймаємо	0,1
7	Ентальпія газів на виході із топки	I'_T	кДж/кг	з I - T – діаграми	15660
8	Середня сумарна теплоємність газів	ΣV_c	кДж/кг K	$\frac{j_a - j_T}{t_a - t_T}$	22,4
9	Коефіцієнт ослаблення променів: сажистими частками: триатомними газами:	κ_c κ	1/МПа м	$k_c = 0,3(2 - \alpha) \left[1,6 \cdot \left(\frac{T'_T}{1000} \right) - 0,5 \right] \cdot \frac{C_p}{H_p}$ $k = \left[\left(\frac{2,47 + 5,06 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_n p_m s_{топки}}} \right) - 1 \right] \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T'_T}{1000} \right) \cdot r_n$	2,62 3,08
10	Ступінь чорноти: триатомних газів:	a_Γ		$1 - e^{-K_\Gamma r_{ппс}}$	0,21
	випромінюючого полум'я:	$a_{св}$		$1 - e^{-(K_\Gamma r_n + K_c)ps}$	0,353
11	Коефіцієнт усереднення (приймаємо) $q_{топки.квт} < 400 \text{ кВт/м}^2$: $q_{топки.квт} > 1160 \text{ кВт/м}^2$: для проміжних значень по формулі	m		0,55 1,0	0,784
12	Ефективність ступеня чорноти факела:	a_ϕ		$ma_{св} + (1 - m)a_\Gamma$	0,651
13	Коефіцієнт забруднення екранних труб (приймаємо) :	ξ		приймаємо	0,4
14	Ступінь чорноти топки:	a_T		$\frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi)\psi\xi}$	0,851
15	Критерій Больцмана:	Bo		$\frac{\varphi B \Sigma (V_c) i}{5,67 \cdot 10^{-11} \xi H_\Gamma T_a^3}$	0,451
16	Температура газів				
				КРБ.6.135.4211.05.04.ПЗ	
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Арк. 44

	на виході з топки: безрозмірна у числовому вигляді:	Θ t_T	$^{\circ}\text{C}$	$\frac{B_0^{0,6}}{0,69a_T^{0,6} + 1,03B_0^{0,6}}$ $\theta T_a - 273$	0,49 821
17	Розрахункова ентальпія газів на виході із топки:	I_T	кДж/к г	з $I-T$ – діаграми	15690
18	Теплова потужність променесприймаюч ої поверхні топки:	$Q_{\text{л}}$	кВт	$\varphi(j_a - j_T)B_{\text{розр}}$	806,9
19	Похибка(не повинна перевищувати 10°C)		$^{\circ}\text{C}$	$t'_T - t_T$	-1,4
Конструктивний розрахунок конвективного притопкового пучка:					
1	Зовнішній діаметр труб	d	м	приймаємо	0,029
2	Крок труб : поперечний: поздовжній:	S_1 S_2	м	приймаємо	0,06 0,09
3	Кількість труб в одному ряду:	z_1	шт	$\frac{H_T}{S_1}$	20
4	Повна довжина труб середнього ряду пучка:	l	м	з ескізу	1,0
5	Живий перетин для проходу газів:	$F_{\text{г}}$	м^2	$(l_{\text{к.п}} \cdot b_{\text{к.п}})/(z_1 \cdot d)$	0,738
6	Поверхня нагріву одного ряду:	$H_{\text{ряду}}$	м^2	$\pi \cdot d \cdot l \cdot z_1$	1,85
7	Теплова потужність паротвірного притопочного пучка	$Q_{\text{п}}$	кВт	$D_{\text{н.п}}(i_{\text{н.п}} - i_{\text{эк}}) - Q_{\text{л}}$	343,6
8	Ентальпія газів на виході з пучка:	I_1	кДж/к г	$j_m - \frac{Q_{\text{п}}}{\varphi B_{\text{розр}}}$	4833
9	Температура газів на виході з пучка:	t_1	$^{\circ}\text{C}$	з $I-T$ – діаграми	271,7
10	Середня температура газів в пучку:	$t_{\text{п}}$	$^{\circ}\text{C}$	$\frac{(t_T + t_1)}{2}$	546,6
11	Середня температура газів в пучку:	$T_{\text{п}}$	К	$t_{\text{п}} + 273$	819,6
12	Середня швидкість газів в пучку:	$\omega_{\text{г}}$	м/с	$B_{\text{розр}} \cdot V_{\text{г}} \frac{T_{\text{п}}}{273F_{\text{г}}}$	1,6
13	Коефіцієнт теплопровідності газів:	$\lambda_{\text{г}}$	Вт/м К	табл. «Теплофізичні властивості димових газів»	0,069
				КРБ.6.135.4211.05.04.ПЗ	
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Арк. 45

14	Коефіцієнт кінематичної вязкості газів:	ν_r	м ² /с	табл. «Теплофізичні властивості димових газів»	$8,04 \times 10^{-5}$
15	Критерій Прандтля газів:	Pr_r		табл. «Теплофізичні властивості димових газів»	0,616
16	Коефіцієнт тепловіддачі конвекцією	α_k	Вт/м ² К	$\frac{\lambda}{d} \left(\frac{wd}{v} \right)^{0,6} Pr_r^{0,33} C_z C_s$	29,7
17	Густина теплового потоку поверхні нагріву пучка:	q_{Π}	Вт/м ²	приймаємо	20000
18	Коефіцієнт забруднення труб пучка	ε	м ² /К Вт	приймаємо [10]	8×10^{-3}
19	Температура зовнішньої поверхні забруднюючого шару :	$t_{\text{забр}}$	°С	$t_s + \varepsilon q_{\Pi}$	339,8
20	Температура зовнішньої поверхні забруднюючого шару :	$T_{\text{забр}}$	К	$t_s + 273$	612,8
21	Ефективна товщина випромінюючого шару	$S_{\text{еф}}$	м	$0,9d \left(\frac{4S_1 S_2}{\pi d^2} - 1 \right)$	0,187
22	Коефіцієнт ослаблення променів триатомними газами:	κ_{Π}	1/МП а м	$\left(\frac{2,47 + 5,06 r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{pr_{\Pi} S_{\text{топки}}}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T_{\Pi}}{1000} \right) r_{\Pi}$	3,608
23	Ступінь чорноти триатомних газів:	$a_{r,\Pi}$		$1 - e^{-K_r r_{\Pi} p S}$	0,241
24	Коефіцієнт тепловіддачі: випромінюванням триатомних газів: від газів до стінки :	α_{Π} α_1	Вт/м ² К	$5,1 \cdot 10^{-8} a_{r,\Pi} T^3 \frac{1 - \left(\frac{T_3}{T} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_3}{T}}$ $\alpha_k + \alpha_1$	17,38 47,2
25	Коефіцієнт теплової ефективності:	ψ		приймаємо	0,49
26	Коефіцієнт теплопередачі:	k	Вт/м ² К	$\psi(\alpha_k + \alpha_{\Pi})$	23,1
27	Температурний напор:	Δt	°С	$\frac{t' - t''}{\ln \frac{t' - t_s}{t'' - t_s}}$	384,4

					КРБ.6.135.4211.05.04.ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

28	Розрахункова поверхня нагріву паротвірного притопкового пучка:	$H_{\text{п}}$	м^2	$Q_i \cdot \frac{10^3}{k \cdot \Delta t}$	38,6
29	Розрахункова кількість рядів труб у пучку:	z_2	шт	$\frac{H_{\text{п}}}{H_p}$	20,9
30	Прийнята кількість рядів труб у пучку(округляємо) :	$z_{2\text{пр}}$	шт	округляємо $z_{2.2}$	21
31	Прийнята поверхня нагріву притопкового пучка:	$H_{\text{п.пр}}$	м^2	$H_p z_2^*$	38,8

Висновки.

1. Домоміжна частина комбінованого котла працює на стоянковому режимі, де екологічні вимоги до викидів у атмосферу набагато нижчі, ніж у морі, так як це берегова зона. Тому саме розрахунки процесів згорання пального, визначення габаритів топки, а також теплообмінної поверхні дозволяє забезпечити не тільки високий ККД, а і екологічні норми зазначені у конвенції МАРПОЛ.

2. Результатом розрахунку стало отримання значень площі поверхні теплообміну паротвірного пучка- 38,8 м^2 , кількості рядів труб у пучку -21 при шаховому розташування труб, допоміжної частини комбінованого котла. У одному ряду розташовано 20 труб довжиною по 1 м та зовнішнім діаметром 0,029 м.

3. Кількість та параметри труб в утилізаційної частині прийнято за документацією заводу-виробника для аналогічної моделі. За отриманими даними виконано креслення поздовжнього та поперечного перерізу комбінованого парового котла МІС

					КРБ.6.135.4211.05.04.ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211.05.05.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Визначення характеристик загальноосуднової системи баластної	Літ.	Арк.
Студент	Омельчук А.О.						Аркуші
Керівник	Кісєтов Ю.В.					48	13
						НУК	

РОЗДІЛ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи

5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми баластної системи

Вимоги Регістра, що пред'являються до баластної системи.

Баластна система призначена для прийому в спеціальні баластні цистерни заборотної води і відкачування її за борт з метою створення нормальної осадки судна (крену і диференту). Вимоги до даної системи регулюються Регістром судноплавства України, частина VIII «Системи і трубопроводи», глава 8 «Баластна, кренова і диферентна системи». [4]

Основними елементами баластної системи є трубопроводи з арматурою і фасонними частинами, насоси, цистерни, вимірювальні і повітряні труби, фільтри та інші.

По трубопроводах транспортується морська вода, тому труби повинні бути сталевими безшовними з двостороннім цинковим покриттям, типи механічних з'єднань, що застосовуються для баластних трубопроводів згідно з вимогами Регістру - штуцерні, обтискні, муфтові, також використовуються фланцеві, фітінгові та зварні з'єднання, на трубах повинні передбачатися компенсатори. На кінцях труб, розташованих в цистернах або відсіках, передбачаються прийомні відростки з розтрубами. Прийомні відростки в баластних цистернах встановлюють на днище лапками, розташованими по окружності всмоктуючого розтруба.

Система обслуговується одним відцентровим самовсмоктуючим насосом, розташованим в машинному відділенні. Принцип побудови системи - груповий з центральною магістраллю, від якої відходять відростки у бортові та днищові баластні цистерни. До складу баластної системи входять 28 баластних цистерн: 14 бортових, розташованих попарно у вантажних трюмах та 14 днищових, розташованих в просторі подвійного дна. Видалення баласту відбувається через напірні трубопроводи, розташовані в машинному відділенні по правому і лівому бортах. Баластні насоси, фільтри, прийомні та зливні трубопроводи системи розташовані у машинному відділенні.

Прийом баласту у відсіки відбувається через кінгстони, розташовані в

					КРБ.6.135.4211.05.05.ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

днищі судна і по бортах. З метою запобігання приймальної арматури від засмічення на всіх приймальних отворах в зовнішній обшивці корпусу розміщують знімні захисні решітки.

До складу баластної системи обов'язково входить наступна арматура: кінгстони або клінкети, дистанційно-керовані запірні клапани, клапанні коробки, на напірних трубопроводах встановлені незворотньо-запірні клапани.

5.2. Гідравлічний розрахунок системи [11]

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

Виконаємо розрахунок для найдовшої ділянки трубопроводу (рис. 5.1).

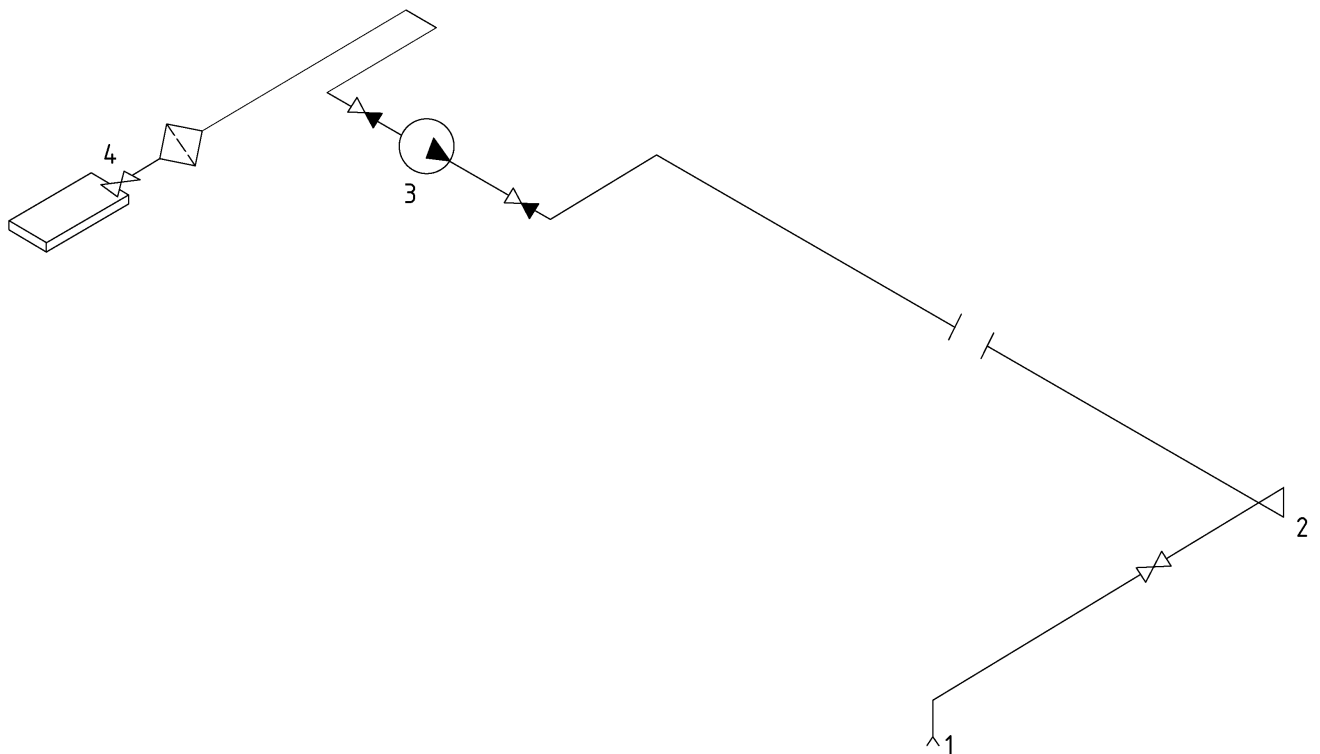


Рис.5.1. Розрахункова схема для най віддаленої ділянки

Внутрішній діаметр відростків баластних цистерн, приєднану до магістралі, знаходимо за формулою:

$$d_{\text{в}} = 18\sqrt[3]{V} = 18\sqrt[3]{395} = 135 \text{ мм}$$

Для подальших розрахунків приймемо внутрішній стандартний діаметр відростків 150 мм.

					КРБ.6.135.4211.05.05.ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Діаметр баластної магістралі повинен бути не меншим за будь-який відросток:

$$d_m \geq \max(d_b),$$

Попередньо приймаємо діаметр всмоктувальної баластної магістралі - 175 мм.

Визначаємо подачу баластних насосів, м³/с:

$$Q_{\Sigma} = \frac{\pi d_m^2}{4} v_m = \frac{3,14 \cdot 0,175^2}{4} \cdot 2 = 0,0443$$

Виконуємо перевірку, визначивши сумарну подачу насосів з умови тривалості баластних операцій 10-16 ч. Сумарна подача двох насосів повинна бути не менше, м³/с:

$$Q_{\Sigma} = \frac{\Sigma v_{ц}}{\tau} = \frac{12630}{10 - 16} = 0,350$$

Приймаємо подачу в магістралі 1263 м³/год.

Уточнимо діаметр всмоктувальної магістралі з урахуванням більшої подачі насосів:

$$d_m = 2 \sqrt{\frac{Q_{\Sigma}}{\pi v_m}} = 2 \sqrt{\frac{0,350}{3,14 \cdot 2}} = 0,472 \text{ мм}$$

Приймаємо стандартний діаметр всмоктувальної баластної магістралі 500 мм.

Визначаємо діаметр напірного трубопроводу супроводу, мм:

$$d_H = \sqrt{\frac{4Q_{\Sigma}}{\pi v_H}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,35}{3,14 \cdot 2,5}} = 0,422$$

Приймаємо стандартний діаметр напірного трубопроводу - 500 мм.

Коефіцієнти місцевих опорів на розрахункових ділянках наведено в табл.

5.1. Результати гідравлічного розрахунку занесені в таблиці 5.2-5.4

					КРБ.6.135.4211.05.05.ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.1 Коефіцієнти місцевих опорів розрахункових ділянок

Ділянка	Місцеві опори, їх кількість	Коефіцієнти	Сумарний коефіцієнт місцевих опорів
1-2	вихід із труби з приймальною сіткою – 1	1,7	7,66
	коліно під кутом 90° - 2	1,96	
	клапан запірний – 1	4,0	
2-3	коліно під кутом 90° - 1	0,98	8,48
	трійник – 2	3,0	
	клапан незворотно-запірний – 1	4,5	
3-4	клапан незворотно-запірний – 2	9,0	24,78
	трійник – 2	3,0	
	коліно під кутом 90° - 1	0,98	
	вхід у трубу – 1	0,5	
	фільтр – 1	11,3	

Таблиця 5.2 Гідравлічний розрахунок ділянки системи при подачі 100% від номінальної

№	Параметр	Розрахункова формула	Ділянка		
			1-2	2-3	3-4
1	Подача, м³/с	Q	0,0443	0,350	0,350
2	Температура, °C	T	20		
3	Густина води, кг/м³	ρ	1025		
4	Кінематична в'язкість, м²/с	ν	0,0000011		
5	Діаметр труби, м	d	0,175	0,500	0,500
6	Довжина вертикальної ділянки, м	$\Delta z = z_i - z_{i-1}$	0	0	0
7	Статична складова напору, м.вод.ст	$H_{ст} = \Delta z \rho g 10^{-4}$	0	0	0
8	Довжина ділянки, м	l	18,5	127,4	31
9	Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,0001		
10	Уточнення швидкості, м/с	$V = \frac{4Q}{\pi d^2}$	1,843	1,783	1,783
11	Число Рейнольдса	$Re = Vd/\nu$	80618	222929	222929
12	Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,0213	0,0164	0,0164
13	Коефіцієнти місцевих опорів	$\Sigma \xi$	7,66	8,48	24,78
14	Місцеві втрати напору, м.вод.ст	$H_{місц} = \Sigma \xi \frac{V^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	1,360	1,410	4,121

15	Витрати напору через тертя, м.вод.ст	$H_{\text{тер}} = \lambda \frac{lV^2\rho}{2gd} 10^{-3}$	0,400	0,698	0,170
16	Сумарні втрати напору на ділянці, м.вод.ст.	$H_{\text{сум}}=H_{\text{тер}}+H_{\text{ст}}+H_{\text{місц}}$	1,760	2,109	4,291
17	Втрати напору при номінальній подачі, м.вод.ст.		8,161		

Таблиця 5.3 Гідравлічний розрахунок ділянки системи при подачі 80% від номінальної

№	Параметр	Розрахункова формула	Ділянка		
			1-2	2-3	3-4
1	Подача, м³/с	Q	0,0354	0,28	0,28
2	Температура, °C	T	20		
3	Густина води, кг/м³	ρ	1025		
4	Кінематична в'язкість, м²/с	ν	0,0000011		
5	Діаметр труби, м	d	0,175	0,500	0,500
6	Довжина вертикальної ділянки, м	$\Delta z=z_i-z_{i-1}$	0	0	0
7	Статична складова напору, м.вод.ст	$H_{\text{ст}}=\Delta z\rho g 10^{-4}$	0	0	0
8	Довжина ділянки, м	l	18,5	127,4	31
9	Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,0001		
10	Уточнення швидкості, м/с	$V = \frac{4Q}{\pi d^2}$	1,474	1,426	1,426
11	Число Рейнольдса	$Re=Vd/\nu$	64494	178343	178343
12	Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11\left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re}\right)^{0,25}$	0,022	0,017	0,017
13	Коефіцієнти місцевих опорів	$\Sigma\xi$	7,66	8,48	24,78
14	Місцеві втрати напору, м.вод.ст	$H_{\text{місц}} = \Sigma\xi \frac{V^2\rho}{2g} 10^{-3}$	0,870	0,902	2,637
15	Витрати напору через тертя, м.вод.ст	$H_{\text{тер}} = \lambda \frac{lV^2\rho}{2gd} 10^{-3}$	0,265	0,463	0,112
16	Сумарні втрати напору на ділянці, м.вод.ст.	$H_{\text{сум}}=H_{\text{тер}}+H_{\text{ст}}+H_{\text{місц}}$	1,135	1,366	2,750
17	Втрати напору при номінальній подачі, м.вод.ст.		5,252		

Таблиця 5.4 Гідравлічний розрахунок ділянки системи при подачі 120% від номінальної

№	Параметр	Розрахункова формула	Ділянка		
			1-2	2-3	3-4
1	Подача, м ³ /с	Q	0,0531	0,42	0,42
2	Температура, °C	T	20		
3	Густина води, кг/м ³	ρ	1025		
4	Кінематична в'язкість, м ² /с	ν	0,0000011		
5	Діаметр труби, м	d	0,175	0,500	0,500
6	Довжина вертикальної ділянки, м	Δz=z _i -z _{i-1}	0	0	0
7	Статична складова напору, м.вод.ст	H _{ст} =Δzpg10 ⁻⁴	0	0	0
8	Довжина ділянки, м	l	18,5	127,4	31
9	Абсолютна шорсткість, мм	Δ	0,0001		
10	Уточнення швидкості, м/с	$V = \frac{4Q}{\pi d^2}$	2,211	2,140	2,140
11	Число Рейнольдса	Re=Vd/ν	96742	267515	267515
12	Коефіцієнт гідравлічного тертя	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,020	0,016	0,016
13	Коефіцієнти місцевих опорів	Σξ	7,66	8,48	24,78
14	Місцеві втрати напору, м.вод.ст	$H_{\text{місц}} = \Sigma \xi \frac{V^2 \rho}{2g} 10^{-3}$	1,958	2,031	5,935
15	Витрати напору через тертя, м.вод.ст	$H_{\text{тер}} = \lambda \frac{l V^2 \rho}{2gd} 10^{-3}$	0,561	0,980	0,238
16	Сумарні втрати напору на ділянці, м.вод.ст.	H _{сум} =H _{тер} +H _{ст} +H _{місц}	2,520	3,011	6,173
17	Втрати напору при номінальній подачі, м.вод.ст.		11,705		

Приймаємо до установки в баластній системі відцентровий насос KWRK 250-400. Його основні характеристики наведено нижче:

Виконуємо перевірку на без кавітаційну роботу насосу:

$$H_{\text{вак}}^{\text{доп}} \geq H_{\text{потр}}^{\text{вс}}, \text{ де } H_{\text{вак}}^{\text{доп}} = 7 \text{ м. вод. ст.}$$

$$H_{\text{потр}}^{\text{вс}} = H_{\text{тр}}^{3-4} + H_{\text{м}}^{3-4} = 0,170 + 4,121 = 4,291 \text{ м.вод.ст.}$$

$$7 \geq 4,3$$

- умова виконується, насос не кавітує.

					КРБ.6.135.4211.05.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

Приймаємо до установки в баластній системі відцентровий насос KWPK 250-400 (рис.5.2, 5.3) [12].

Обємна подача – 1300 м³/год

Робочий тиск – 0,3 МПа

Допустима вакууметрична висота всмоктування – 7 м вд.ст.

Потужність електродвигуна – 260 кВт

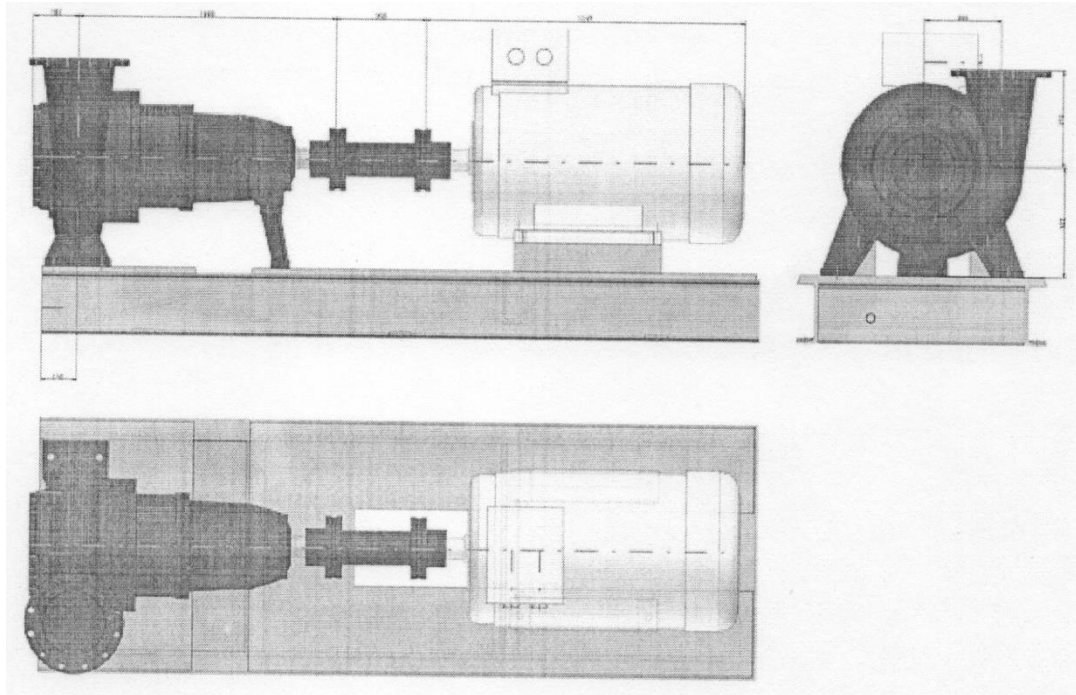


Рис. 5.2. загальний вид насосу KWPK 250-400

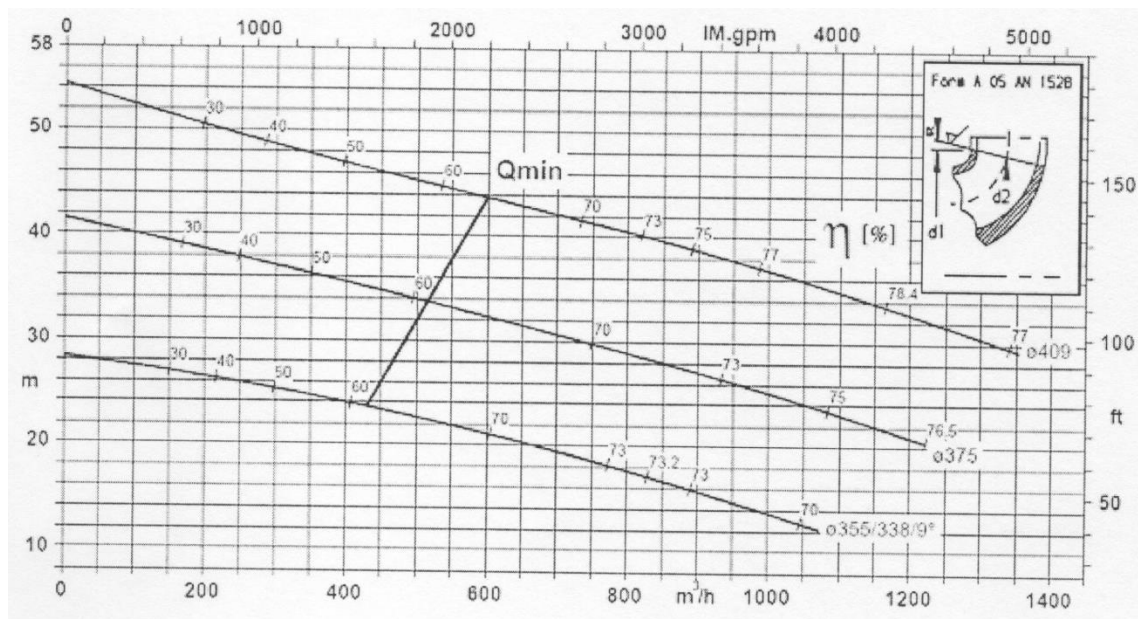


Рис.5.3. Напірні характеристики насосу з різними типами робочих коліс (різною потужністю приводних двигунів)

					КРБ.6.135.4211.05.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Будуємо суміщену напірно-витратну характеристику насоса та баластної системи (рис.5.4).

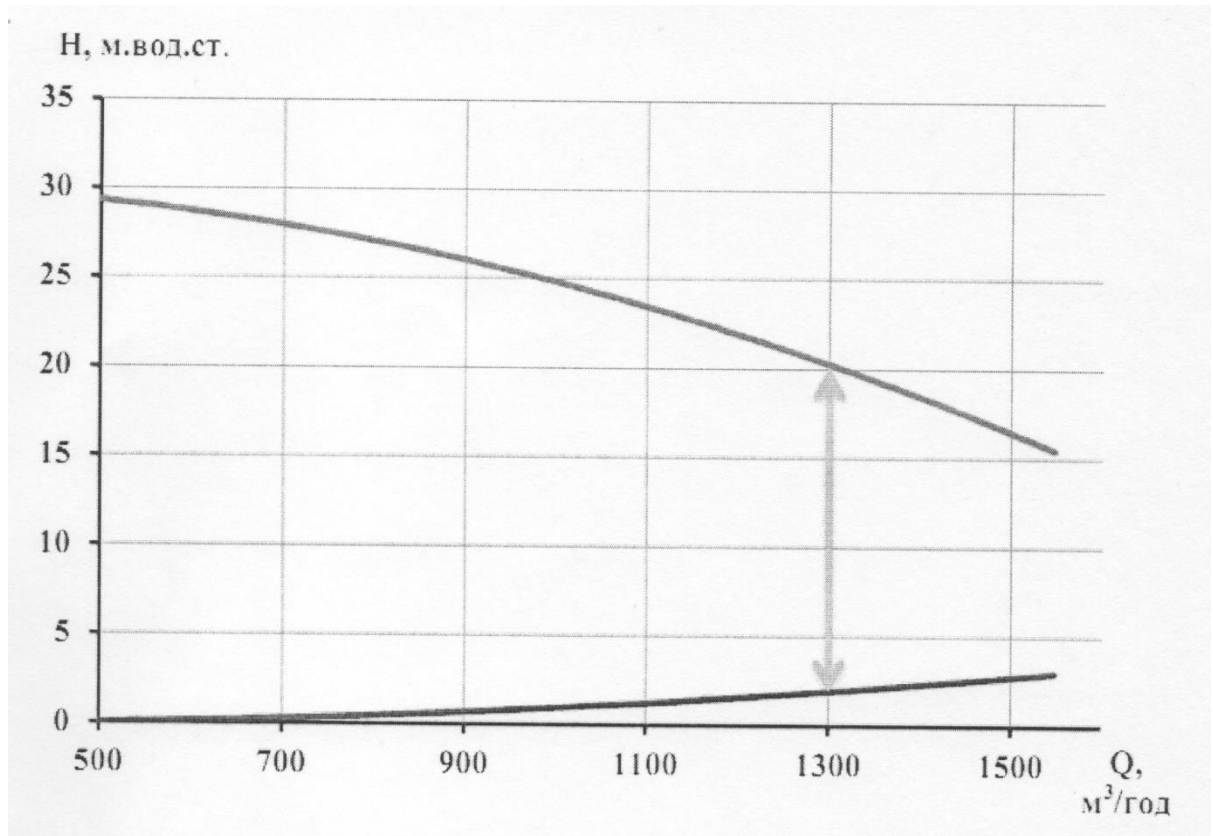


Рис. 5.4. Суміщена напірно - витратна характеристика насоса та системи

Опір дросельної шайби знайдемо із рис.5.14:

$$H_{\text{ш}} = 17 \text{ м.вод.ст.}$$

Коефіцієнт опору дросельної шайби дорівнює:

$$\zeta = \frac{2gH_{\text{ш}}}{V^2\rho} = \frac{2 \cdot 9,8 \cdot 17}{1,8^2 \cdot 1025} = 0,100$$

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

Площа внутрішнього перерізу нагнітаючого трубопроводу складає:

$$F_{\text{вн}} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,500^2}{4} = 0,196$$

$F_0 = 0,19 \text{ м}^2$, внутрішній діаметр шайби становить : $d_{\text{ш}} = 0,492 \text{ м.}$

5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу

У баластній системі широко застосовують прийомні сітки, які служать для захисту труб, арматури і механізмів від попадання в них сторонніх предметів, які можуть порушити нормальну роботу трубопроводу (рис. 5.5).

Сітки встановлюють у цистернах або відсіках на кінцях всмоктувальних труб.

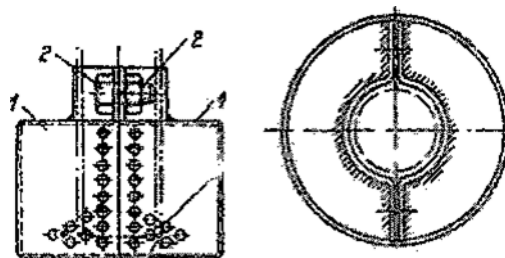


Рис. 5.5. Приймальна сітка з бічними отворами:
1 - рознімна половина сітки; 2 - болт, що кріпить обидві половини сітки на трубі

У системі встановлені незворотно-запірні клапани - для пропуску робочого середовища в одному напрямку (рис. 5.6).

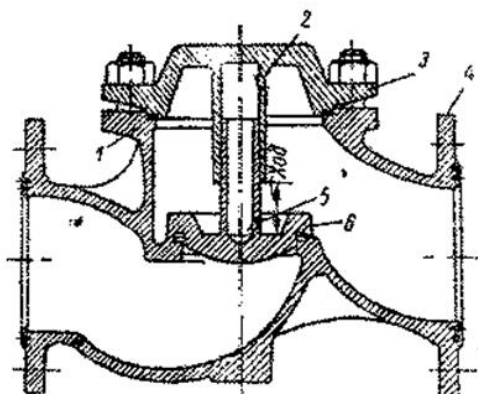


Рис. 5.6. Незворотно-запірний клапан:

- 1 - прокладка; 2 - отвір для проходу рідини; 3 - кришка, 4 - корпус;
5 - отвір для виходу повітря; 6 – тарілка

Перед прийомом в цистерни баласт обов'язково фільтрується, для чого використовують фільтри для води (рис. 5.7). Фільтри на прийомних трубопроводах дозволяють видалити з води дрібні механічні домішки, які, залишилися після проходу через приймальні сітки. Перед баластними насосами для запобігання їх засмічення також встановлюють фільтри для баласту.

На відростках встановлюють запірні дистанційно-керовані клапани (рис.

5.8). Характерним для запірних клапанів є те, що тарілка, що закриває прохід, переміщається за допомогою штока, з'єднаного з нею. У той же час тарілка може обертатися щодо штока. Така конструкція дає можливість при посадці тарілки на сідло клапана запобігти стирання і псування поверхонь ущільнювачів сидла корпусу і тарілки.

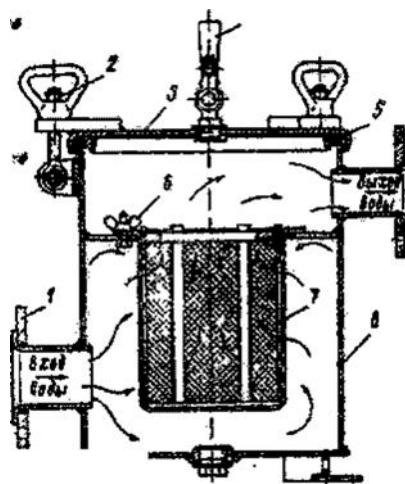


Рис. 5.7. Фільтр для води

1 - фланець патрубку; 2 - відкидний болт, 3 - кришка, 4 - кран для відводу повітря; 5- ущільнювальна гума; 6 - баранчик; 7 - склянка; 8 - корпус

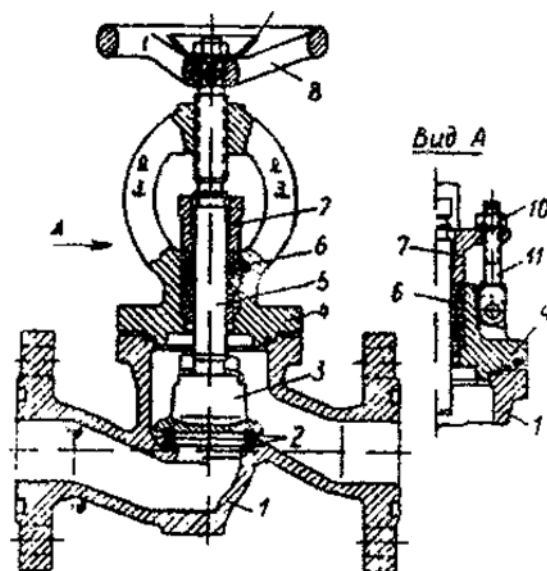


Рис. 5.8. Прохідний запірний сталевий фланцевий клапан

1 - корпус, 2 - кільце ущільнювача; 3 - тарілка клапана; 4 - кришка, 5 - шток; 6 – набивання; 7 - кришка сальника; 8 – маховик; 9 - відмітна планка; 10 - гайка; 11- анкерний болт

Обов'язковими елементами баластної системи є прийомні трубопроводи з розтрубами (рис. 5.9) і кінгстони з решітками (рис. 5.10). Призначення даних елементів наведено вище.

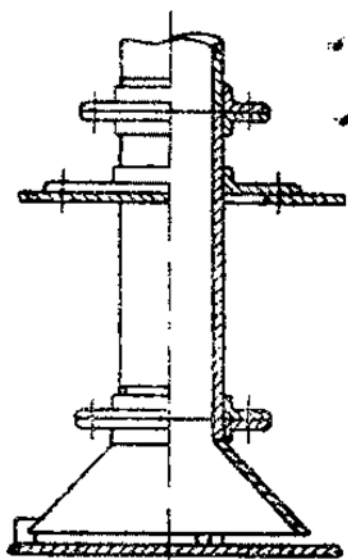


Рис. 5.9. Приймальний трубопровід з розтрубом

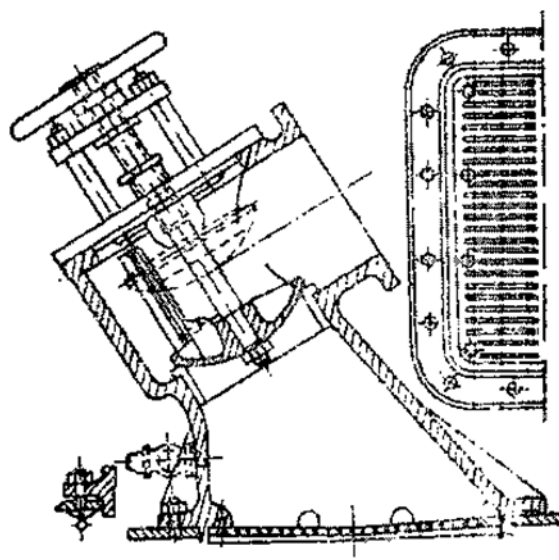


Рис. 5.10. Приймальний кінгстон з решікою

Розрахунок трубопроводів на міцність [4]

Товщина стінок металевих труб, які працюють під тиском повинна відповідати більшому за значень, отриманих за формулою:

$$S = \frac{S_0 + b + c}{1 - \left(\frac{a}{100}\right)} = \frac{1 + 0,178 + 3}{1 - \frac{0}{100}} = 2,4$$

де S_0 - теоретична товщина стінки, мм;

$$S_0 = \frac{dP}{2\sigma\varphi + p} = \frac{535 \cdot 0,3}{2 \cdot 80 + 0,5} = 1$$

$d = 535$ мм – зовнішній діаметр труби, мм;

$P = 0,3$ мПа – розрахунковий тиск спрацювання запобіжних клапанів;

$p = 0,5$ мПа – розрахунковий тиск у системі;

φ – коефіцієнт надійності (для безшовних труб $=1$);

$\sigma = 80$ мПа – допустиме нормальне навантаження;

					КРБ.6.135.4211.05.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

b – прибавка, яка враховує фактичне зменшення товщини труби при згинанні, мм

$$b = 0.4S_0 \frac{d}{R_{\pi}} = 0,4 \cdot 0,796 \cdot \frac{535}{1200} = 0,178$$

$R_{\pi} = 1200$ мм – середній радіус погину труби;

c = 3 мм – прибавка на корозію для морської води;

a – мінусовий виробничий допуск на товщину стінки труби, % (якщо використовується труби без мінусового допуску, a = 0)

Товщина стінки обраного трубопроводу складає 17,5 мм, що більше ніж необхідне значення із умов міцності металу. Обраний трубопровід буде витримувати розрахункове навантаження.

Розрахунок теплових втрат і необхідної товщини ізоляції трубопроводу

Температура робочого середовища зачисної системи вище +10° С і нижче +60° С, тому немає необхідності виконувати розрахунок на компенсацію теплових деформацій і розраховувати товщину ізоляції.

Висновки:

1. За вимогою керуючих документів визначені основні вимоги до роботи та складу баластної системи контейнеровозу.
2. Для обрання нагнітача – відцентрового насосу виконано гідравлічний розрахунок, за результатами якого обрано насос KWPК 250-400. Для погодження характеристик системи на насосоу встановлено дросельну шайбу $d_{ш} = 0,492$ м. Підібрано арматуру та інше комплектуюче обладнання.
3. Виконано перевірку на кафітацію насосу, а також міцність трубопроводів системи.

					КРБ.6.135.4211.05.05.ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4211.05.06.ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
					Охорона праці в машинному відділенні судна	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент		Омельчук А.О.	<i>А.О.</i>				61	13
Керівник		Кісетов Ю.В.				НУК		

РОЗДІЛ 6 Охорона праці у машинному відділенні судна [13,14,15]

6.1 Характеристика потенційних небезпек і шкідливостей у машинному відділенні

Основними складовими безпеки праці на судні є:

- безпечне судове обладнання;
- безпечні технологічні процеси;
- організація безпечного виконання робіт.

Безпека суднового обладнання забезпечується:

- вибором принципів дії, джерел енергії, параметрів робочих процесів;
- мінімізацією енергії, що споживається чи накопичується;
- застосуванням вмонтованих в конструкцію засобів захисту та інформації про можливі небезпечні ситуації;
- застосуванням засобів автоматизації, дистанційного керування та контролю;
- дотриманням ергономічних вимог, обмеженням фізичних і нервовопсихологічних навантажень працівників.

Суднове обладнання при роботі як самостійно, так і в складі технологічних комплексів повинно відповідати вимогам безпеки протягом всього періоду його експлуатації.

Небезпечні зони суднового обладнання (рухомі вузли, елементи з високою температурою тощо) як потенційні джерела травмонебезпеки повинні бути огорожені відповідно до ДБН А.3.2-2-2009, теплоізовані або розміщені в місцях, що виключають контакт з ними персоналу.

До систем, що працюють під тиском, віднесені:

- посудини, що працюють під тиском;
- парові і водогрійні котли, теплообмінні апарати тощо, на які розповсюджується дія відповідних нормативних актів;
- трубопроводи пари і гарячої води.

					КРБ.6.135.4211.05.06.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

ДНАОП 0.00.11.07194 «Правила будови і безпечної експлуатації посудини, що працюють під тиском» зі змінами і доповненнями від 11.07.97 р. – основний нормативний документ, що регламентує вимоги безпеки до проектування, будови, виготовлення, монтажу, ремонту, реконструкції, налагодження та експлуатації посудин, що працюють під надлишковим тиском.

Це посудини, що працюють під тиском: води з температурою більше 115°C або іншої рідини з температурою, яка перевищує її температуру кипіння при тиску 0,07 МПа (0,7 кгс/см²) без врахування гідростатичного; пари чи газу під тиском більше 0,07 МПа.

Вимоги Правил також поширюються: на балони із стиснутими, скрапленими або розчиненими газами під тиском більше 0,07 МПа; на цистерни і бочки для скраплених газів, тиск пари яких при температурі до 50 °C перевищує 0,07 МПа; на цистерни та інші посудини для транспортування і зберігання газів, рідин і сипучих матеріалів, в яких тиск більше 0,07 МПа створюється для їх опорожнення; на барокамери.

Дія правил не розповсюджується на: посудини атомних енергетичних установок; посудини ємністю не більше 0,025 м³, які використовуються в дослідницьких цілях; посудини ємністю до 0,025м³, для яких добуток тиску в МПа на ємність в м³ не перевищує 0,02, посудини, що працюють на плавзасобах і літальних апаратах, що працюють під вакуумом, посудини спеціального призначення військового відомства, прилади парового і водяного опалення, трубчаті печі, посудини, які виготовлені з труб внутрішнього діаметра не більше 150 мм.

Для управління роботою і забезпечення безпечних умов експлуатації посудини, залежно від призначення, повинні бути оснащені:

- запірною і запірно-регулювальною арматурою;
- приладами для вимірювання тиску, температури, рівня рідини;
- запобіжними приладами.

					КРБ.6.135.4211.05.06.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

Посудини з швидкознімними затворами повинні мати запобіжні пристрої проти включення посудини під тиск при відкритих швидкознімних пристроях і відкривання цього пристрою за наявності тиску в посудині [13].

Пожежна безпека машинно-котельних відділень

У машинно-котельному відділенні зосереджені всі найважливіші механізми. Внаслідок наявності великої кількості рідкого палива, необхідного для роботи судових механізмів, машинно-котельне відділення є у високому ступені пожежонебезпечним.

Машинно-котельні відділення розташовуються в відсіках, обмежених водонепроникними перегородками. Шахти машинно-котельних відділень і палуби над цими приміщеннями повинні виготовлятися із сталі або інших рівноцінних матеріалів з неспалимою ізоляцією. На пасажирських судах машинно-котельні відділення відгороджується вогнестійкими конструкціями класу А-60, на суховантажних судах зі знаком Р - конструкціями класу А-30.

Кожен світловий люк машинно-котельного відділення влаштований так, щоб його можна було закрити із зовнішнього боку приміщення. На світових люках має бути напис про заборону їх захаращення. Всі скла світлових люків і вікон в шахтах повинні бути армовані металевою сіткою.

У машинно-котельних відділеннях передбачені пристрої для закривання всіх дверей, вентиляційних каналів, кільцевих просторів навколо димових труб та інших отворів, що ведуть до машинних приміщень. Ці пристрої виконані так, щоб у разі пожежі ними можна було керувати ззовні приміщень.

Кожне машинне приміщення і тунель гребного валу мають по два виходи, віддалених якомога далі один від одного.

Якщо в машинних відділеннях немає водонепроникних дверей, то кожен вихід повинен мати сталеві зрошувані трапи, що ведуть до дверей в шахті машинного приміщення для виходу на шлюпкову палубу.

В тунелях гребного валу скоб-трап або вертикальний трап, укладений в сталеву водонепроникну шахту, є другим виходом. Аварійні трапи повинні бути

					КРБ.6.135.4211.05.06.ПЗ	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

пофарбовані в зелений колір, а на дверях аварійних виходів завдано квадрат 20X20 см зеленого кольору. Ті частини обладнання, що нагріваються, забарвлюється фарбою з неспалимою плівкою, мають теплову негорючу ізоляцію, температура на зовнішній поверхні якої нижче температури спалаху парів палива на 15 °С.

Машинно-котельні приміщення треба тримати в чистоті. Грати, трапи й плити повинні бути постійно сухими і чистими. Пролите на них масло або мазут необхідно своєчасно прибирати.

Вентиляційні канали повинні бути забезпечені справними заслінками, які повністю перекривають вентиляційний отвір. Вентиляційну систему необхідно систематично очищати від нашарувань масла, пилу і бруду.

Всі протипожежні системи та засоби пожежогасіння повинні бути справними; підступи до пускових пристроїв протипожежних систем і засобів гасіння не можна захаращувати.

Зберігати в МКВ бензин, газ, спирт, фарби і тому подібні горючі рідини забороняється. У машинно-котельному відділенні не повинно бути виробів з деревини (за винятком аварійного майна, просоченого вогнестійким складом).

В тунелях гребних валів не дозволяється зберігати запасні частини, фарби, горючі рідини та інші горючі матеріали; під опорними підшипниками гребного валу повинні бути встановлені металеві піддони для збору мастила [14].

Джерела шуму і вібрації на судні та засоби зниження шуму та поглинання вібрації

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

					КРБ.6.135.4211.05.06.ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

подволоку, по вентиляційних каналах, через різні отвори (капи, люки, ілюмінатори) і т.д.

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

Джерелами шуму на судах є головні двигуни, допоміжні дизель генератори, системи вентиляції машинно-котельних відділень, житлових і службових приміщень, рефустановки, технологічне обладнання, рушії судна, водяні системи побутового обслуговування, ліфти, лебідки, промислові механізми, вантажні крани, удари хвиль і льоду об корпус судна, звукові сигнали і т.п.

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

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

Засоби захисту від теплового та електромагнітного випромінювання

Одним з найпоширеніших способів боротьби з тепловим випромінюванням є екранування випромінюючих поверхонь. Розрізняють екрани трьох типів: непрозорі, прозорі і напівпрозорі.

У непрозорих екранах енергія електромагнітних коливань взаємодіє з речовиною екрану і перетворюється на теплову енергію. Поглинаючи

					КРБ.6.135.4211.05.06.ПЗ	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

випромінювання, екран нагрівається і, як будь-яке нагріте тіло, стає джерелом теплового випромінювання. До непрозорих екранів відносяться, наприклад, металеві (в т.ч. алюмінієві), альфолевие (алюмінієва фольга), футеровані (пінобетон, піноскло, керамзит, пемза), азбестові та ін

У прозорих екранах випромінювання, взаємодіючи з речовиною екрана, мине стадію перетворення в теплову енергію і поширюється всередині екрану за законами геометричної оптики, що і забезпечує видимість через екран. Так поводяться екрани, виконані з різних стекл: силікатної, кварцового, органічного, металізованого, а також плівкові водяні завіси (вільні і стікають по склу), вододисперсні завіси.

Напівпрозорі екрани об'єднують в собі властивості прозорих і непрозорих екранів. До них відносяться металеві сітки, ланцюгові завіси, екрани зі скла, армованого металевою сіткою.

За принципом дії екрани поділяються на тепловідбивні, теплопоглинальні і тепловідвідні. Однак цей поділ досить умовно, тому що кожен екран має одночасно здатністю відображати, поглинати і відводити тепло. Віднесення екрану до тієї чи іншої групи проводиться в залежності від того, яка його здатність виражена сильніше.

Тепловідбивні екрани мають низький ступінь чорноти поверхонь, внаслідок чого вони значну частину падаючої на них променевої енергії відображають у зворотному напрямку. Як тепловідбивних матеріалів в конструкції екранів широко використовують альфоль, листовий алюміній, оцинковану сталь, алюмінієву фарбу.

Теплопоглинальні називають екрани, виконані з матеріалів з високим термічним опором (малим коефіцієнтом теплопровідності). Як теплопоглинальних матеріалів застосовують вогнетривкий і теплоізоляційний цегла, азбест, шлаковату.

Як тепловідвідних екранів найбільш широко використовуються водяні завіси, вільно падаючі у вигляді плівки, що зрошують іншу екранує поверхню

					КРБ.6.135.4211.05.06.ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

(наприклад, металеву), або укладені в спеціальний кожух зі скла (акварільні екрани), металу (змійовики) та ін.

Екранування - найбільш ефективний спосіб захисту від електромагнітних випромінювань. Електромагнітне поле послаблюється екраном внаслідок створення в товщі його поля протилежного напрямку. Ступінь ослаблення електромагнітного поля залежить від глибини проникнення височастотного струму в товщу екрану. Чим більше магнітна проникність екрана і вище частота екрануемого поля, тим менша глибина проникнення і необхідна товщина екрану. Екранують або джерело випромінювань, або робоче місце. Екрани бувають відображають і поглинають. Для захисту працюючих від електромагнітних випромінювань застосовують заземлені екрани, кожухи, захисні козирки, що встановлюються на шляху випромінювання. Засоби захисту (екрани, кожухи) з радіопоглинаючих матеріалів виконують у вигляді тонких гумових килимків, гнучких або жорстких листів поролону, феромагнітних пластин.

Для захисту від електричних полів надвисокої напруги (50 Гц) необхідно збільшувати висоту підвісу фазних проводів ЛЕП. Для відкритих розподільних пристроїв рекомендуються заземлені екрани (стаціонарні або тимчасові) у вигляді козирків, навісів та перегородок з металевої сітки біля комутаційних апаратів, шаф управління і контролю. До засобів індивідуального захисту від електромагнітних випромінювань відносять переносні парасолі, комбінезони і халати з металізованої тканини, здійснюють захист організму людини за принципом заземленого сітчастого екрану.

Вимоги до виробничого освітлення

Основним завданням виробничого освітлення є підтримка на робочому місці освітленості, що відповідає характеру зорової роботи. Збільшення освітленості робочої поверхні покращує видимість об'єктів за рахунок підвищення їх яскравості, збільшує швидкість розрізнення деталей, що позначається на зростанні продуктивності праці.

					КРБ.6.135.4211.05.06.ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При організації виробничого освітлення необхідно забезпечити рівномірний розподіл яскравості на робочій поверхні і навколишніх предметах. Переклад погляду з яскраво освітлених на слабо освітлену поверхню змушує очей переадаптовуватися, що веде до стомлення зору і відповідно до зниження продуктивності праці. Для підвищення рівномірності природного освітлення великих цехів здійснюється комбіноване освітлення. Світла забарвлення стелі, стін і обладнання сприяє рівномірному розподілу яркостей у полі зору працюючого.

Виробниче освітлення повинно забезпечувати відсутність в поле зору працюючого різких тіней. Наявність різких тіней спотворює розміри і форми об'єктів, їх розрізнення, і тим самим підвищує стомлюваність, знижує продуктивність праці. Особливо шкідливі рухомі тіні, які можуть призвести до травм. Тіні необхідно пом'якшувати, застосовуючи, наприклад, світильники з світлорозсіювальним молочним склом, при природному освітленні, використовуючи сонцезахисні пристрої (жалюзі, козирки та ін.)

Для поліпшення видимості об'єктів у поле зору працюючого повинна бути відсутнім пряма і відбита блискість. Блискість - це підвищена яскравість світимості поверхонь, що викликає порушення зорових функцій (засліпленість), тобто погіршення видимості об'єктів. Блискість обмежують зменшенням яскравості джерела світла, правильним вибором захисного кута світильника, збільшенням висоти підвісу світильників, правильним напрямком світлового потоку на робочу поверхню, а також зміною кута нахилу робочої поверхні. Там, де це можливо, блискучі поверхні слід замінювати матовими.

Коливання освітленості на робочому місці, викликані, наприклад, різкою зміною напруги в мережі, зумовлюють переадаптацію очей, приводячи до значного стомлення. Сталість освітленості в часі досягається стабілізацією плаваючого напруги, жорстким кріпленням світильників, застосуванням спеціальних схем включення газорозрядних ламп.

При організації виробничого освітлення слід вибирати необхідний спектральний склад світлового потоку. Ця вимога особливо істотно для

					КРБ.6.135.4211.05.06.ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

забезпечення правильної передачі кольору, а в окремих випадках для посилення колірних контрастів. Оптимальний спектральний склад забезпечує природне освітлення. Для створення правильної передачі кольору застосовують монохроматичне світло, що підсилює одні кольори і послабляє інші.

Освітлювальні установки повинні бути зручні і прості в експлуатації, довговічні, відповідати вимогам естетики, електробезпеки, а також не повинні бути причиною виникнення вибуху або пожежі. Забезпечення зазначених вимог досягається застосуванням захисного занулення або заземлення, обмеженням напруги живлення переносних і місцевих світильників, захистом елементів освітлювальних мереж від механічних пошкоджень і т.п. [15].

6.2. Рекомендації щодо захисту від пожежної небезпеки або шкідливостей

Гасіння пожеж в машинно-котельних відділеннях

При пожежах в машинно-котельних приміщеннях паралізується життя судна, воно втрачає здатність рухатися, дуже часто не діє велика частина судових систем, в тому числі протипожежних, і судно позбавляється засобів боротьби з пожежею.

При пожежах в зазначених приміщеннях в перші хвилини горіння створюється щільне задимлення і розвивається висока температура. Тому в більшості випадків будь-які спроби проникнути всередину приміщень по трапу зверху, як правило, бувають безрезультатні. Вихідні з дверних прорізів і люків густий дим і розпечені гази не дозволяють навіть під прикриттям розпорошених струменів води спуститися по трапу.

Для проникнення в зазначене приміщення слід в першу чергу використовувати входи через коридор гребного валу або з сусідніх приміщень. При цьому необхідно мати на увазі, по-перше, рівень розлива палива може бути вище за поріг дверей і при відкриванні останнє буде розтікатися в сусіднє приміщення, і, по-друге, якщо верхній отвір приміщення котельного або

					КРБ.6.135.4211.05.06.ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

машинного відділення закрито, то при відкриванні дверей дим піде в сусіднє приміщення, що призведе до важкого результату.

Особливості розвитку пожежі в машинно-котельних відділеннях:

- ймовірність швидкого розповсюдження полум'я через шахти, світлові ліхтарі, фальштруби та службові приміщення;
- неможливість використання пожежних насосів і стаціонарних засобів пожежогасіння;
- сильне задимлення і висока температура, що ускладнюють роботу аварійних партій;
- можливість вторинного запалення палива від розжарених конструкцій і деталей двигунів;
- небезпека поширення полум'я в сторону паливних цистерн;
- небезпека виходу з ладу всіх механізмів судна.

При розвідці пожежі слід з'ясувати:

- чи є люди в палаючому приміщенні і які шляхи їх рятування;
- які шляхи розповсюдження полум'я і продуктів горіння;
- які є пристрої для попередження поширення полум'я і як привести їх в дію;
- які засоби пожежогасіння можуть бути застосовані;
- які є шляхи для проникнення до вогнища горіння і відходу від нього.

Поява диму зі значною кількістю горючих парів може з'явитися передвісником спалаху, тому при появі диму слід відійти і подати розпорошені струменя, щоб охолодити його і попередити спалах.

При виникненні пожежі під котлами слід перекрити надходження рідкого палива і зупинити паливний насос, а потім використовувати пінні вогнегасники або включити паротушевання, якщо воно є. Перед включенням систем всі люди повинні бути виведені з приміщення.

Якщо з'явиться загроза розповсюдження полум'я в сторону паливних цистерн, слід окропити їх розпорошеною водою і, якщо можливо, заповнити

					КРБ.6.135.4211.05.06.ПЗ	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

негорючим газом. При поширенні полум'я під пайолом застосовують пар або негорючий газ.

На можливі шляхи розповсюдження полум'я потрібно ввести в дію додаткові стовбури і подавати розпорошені струменя води для охолодження конструкцій і гасіння можливих вогнищ горіння. Перший ствол слід подавати від ріжків, розташованих у пожежних насосів. Щоб попередити поширення полум'я по трапах в бік житлових приміщень, необхідно використовувати зрошувальну завісу.

Якщо вжиті заходи не забезпечать успішного гасіння пожежі, потрібно застосувати паротушійний або негорючий газ для заповнення всього приміщення, попередньо вживши заходів до його герметизації.

Якщо герметизація машинно-котельного відділення не проведена, продукти горіння, завдяки конвекції, будуть підніматися вгору, а в нижній частині приміщення створиться розрідження, вхід з суміжних приміщень в палаюче відділення буде безпечний. Необхідно вжити заходів для захисту шахт від вогню.

Якщо приміщення герметизоване, в ньому створиться підпір газів та продуктів горіння. В цьому випадку входити небезпечно, так як це призведе до поширення полум'я в суміжне приміщення. Перед входом в палаючий відсік в суміжному приміщенні можна включити вентиляцію на повну потужність і підпором, створеним вентиляцією, відтіснити продукти горіння і полум'я від перебирання і входу. Але в цьому випадку слід відразу ж подати водяні розпилені струмені для гасіння полум'я і охолодження перегородок і конструкцій. Якщо є ймовірність потрапляння струменів води на електроустановки, про це попереджають членів екіпажу і, якщо необхідно, електричні установки знеструмлюють.

При гасінні двигунів внутрішнього згорання необхідно застосувати розпилену воду, вогнегасники та пінні струменя, які подають на палаючий двигун вище полум'я, щоб стікаюча піна або вода ліквідувала горіння на розташованих нижче частинах.

					КРБ.6.135.4211.05.06.ПЗ	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При гасінні генератора електричного струму слід використовувати вуглекислотні вогнегасники, подаючи газ в канали повітряного охолодження генераторів або відключаючи їх.

Висновки. Проаналізовано характеристики потенційних небезпек і шкідливостей у машинному відділені. Приведено рекомендації щодо гасіння пожеж в машинно-котельних відділеннях.

					КРБ.6.135.4211.05.06.ПЗ	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

При виконанні ВБР вирішені наступні задачі:

1. Враховуючи запаси пального – 1994 м³, складу СЕУ : 1ГД - 7G60ME-C9.5 потужністю 18760 кВт, 4 ДГ MAN 7L27/38 електричною потужністю 2310 кВт кожний та комбінованим котлом паропродуктивністю 2,5/2,0 т/год, автономність може складати до 21 дів, а дальність плавання при експлуатаційній швидкості 19,7 вузлів – до 414 морських міль.

2. Складена структурна схема енергетичної установки, таблиця режимів та розраховані потоки енергії для ходового режиму та стоянкового режиму з вантажними операціями, аналіз яких показав, що можна утилізувати теплоту вторинних енергоресурсів для отримання пари на суднові потреби та прісної води (дистиляту) для поповнення її запасу. Визначено ефективність використання теплоти та коефіцієнт корисної дії СЕУ на двох режимах. На ходовому режимі ККД = 0,37, а КВТ = 0,41, а на стоянковому ККД = 0,32 та КВТ = 0,56.

3. Розраховано робочий цикл дизеля MAN 7G60ME-C9.5 та побудована його індикаторна діаграма.

4. Виконано обґрунтування компоновочної схеми суднового комбінованого котла МКС фірми Jiujiang-Mitsubishi Marine Boiler, розрахунок процесу горіння та тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь нагріву комбінованого котла.

5. Розроблено принципову схему баластної системи судна. Проведено гідравлічний розрахунок найвіддаленішої ділянки, за результатами якого обрано насос KWRK 250-400, та підбір основного обладнання.

6. Проаналізовано характеристики потенційних небезпек і шкідливостей у машинному відділенні. Приведено рекомендації щодо гасіння пожеж в машинно-котельних відділеннях

					КРБ.6.135.4211.05.06.ПЗ	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Significant Ships of 2021. Printed in Wales by Pensord Press, Tram Road, Pontllfraith, Blackwood, Gwent NP12 2YA.- 104 с.
2. Горбов В.М. Основи суднової енергетики: збірник практичних занять / В.М.Горбов, І.П.Єсін, В.С.Мітенкова – Миколаїв: НУК, 2018. – 244с
3. MAN B&W G60ME-C9.5-TII. Project Guide Electronically Controlled Two-stroke Engines. MAN Energy Solutions. November 2018. – 394с
4. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови морських суден. Том 3. Київ : РСУ, 2021. 336 с.
5. MAN L27/38 Propulsion. MAN Energy Solutions. URL: https://www.man-es.com/docs/default-source/document-sync-archive/l27-38-propulsion-eng.pdf?sfvrsn=25a7cab4_1
6. MARINE MACHINERY. Mitsubishi Heavy Industries Group. URL: <https://www.maritimeinformed.com/datasheets/mitsubishi-heavy-industries-mac-55bf-boiler/co-1623925961-ga/catalogue-en.pdf>
7. Alfa Laval AQUA Blue E1 S-type. Single-stage freshwater generator. URL: <https://assets.alfalaval.com/documents/p4c4501b4/alfa-laval-product-leaflet-aqua-blue-e1-s-type-en.pdf>
8. Горбов В.М. Енциклопедія суднової енергетики: підручник/ В.М.Горбов. – Миколаїв: НУК, 2010. – 624 с
9. Горбов В.М., Т.Г. Слаутіна, О.В. Січкарюк Методичні вказівки до вивчення дисципліни «Суднові енергетичні установки» для студентів заочної форми навчання Миколаїв: НУК, 2004.-52 с.
10. Єпіфанов О. А. Конструкції суднових котлів : навч. посіб. Миколаїв: НУК, 2016. 198 с.
11. 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

					ВБР.6.135.4211.05.Л.ПЗ	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

12. KSB KWP K 250-250-0400 Dry-installed Volute Casing Pump. URL: <https://www.lenntech.com/products/KSB-KWP/KWP-K-250-250-0400/K-250-250-0400-Dry-installed-Volute-Casing-Pump/index.html>

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

14. 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)

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

					ВБР.6.135.4211.05.Л.ПЗ	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

[illegible]

[illegible]

DOLE MAYA – Reefer container ship



Source: Port Tampa Bay

Shipbuilder:CSSC Chengxi Shipyard
 Vessel's name:Dole Maya
 Owner/Operator:Ventura Trading Ltd
 Country:United States
 Designer:Shanghai Merchant Ship Design
 & Research Institute, CSSC (SDARI)
 Country:China
 Model test establishment used:Shanghai
 Ship & Shipping Research Institute
 Flag:Bahamas
 IMO number:9877729
 Total number of sister ships already com-
 pleted (excluding ship presented):2

Designed specifically for the US fruit and vegetable trade from Latin America by SDARI, *Dole Maya* is a 195m loa 32.20m beam reefer container vessel and one of a pair ordered by Dole. *Dole Maya* was delivered by CSSC Chengxi Shipyard in January and its sister *Dole Aztec* five months later.

The hull form is a conventional one for the vessel type with a bulbous bow and a transom stern. They are fully cellular vessels equipped with three MacGregor hydraulic cranes of 45tonne lift capacity at 28m.

Cargo capacity is nominally 2,336TEU although for reefer vessels it is more normal to discuss in 40ft or FEU capacity. *Dole Maya* can accommodate a total of 1,012FEU – 447 under deck and 565 above deck. A further 312TEUs can be accommodated on deck. At a homogenous 25tonne box weight, capacity is 988FEU. With 919 reefer plugs available 80% of the ships total capacity is covered. The reefer containers under deck are cooled by fresh water, this greatly reduces the number of ventilation fans, electric power load, noise and CO₂ emissions.

The main engine is MAN B&W 7G60ME-C9.5 type with a power output of 18,760kW at 97rpm. For propulsion purposes it is directly linked to a 7m diameter controllable pitch propeller for a service speed of 19.7knots at design draught. Reefer vessels have a high power demand for cooling boxes and to cover this the vessel is fitted with four gensets based on MAN 7L27/38 medium-speed diesels each producing 2,310kW at 720rpm.

To meet SOx rules, an Andritz hybrid scrubber has been fitted treating the exhaust of the main engine and all four auxiliaries.

TECHNICAL PARTICULARS

Length oa:195.00m
 Length bp:185.00m
 Breadth moulded:32.20m
 Depth moulded:17.00m
 Width of double skin
 side:2.10m
 bottom:1.65m
 Draught
 scantling:11.50m
 design:10.50m
 Gross:28,780t
 Displacement:47,430.1t
 Lightweight:13,366.0t
 Deadweight
 scantling:3,406.4t
 design:28,816t

Block co-efficient:0.656 at design draught
 Speed, service (85%MCR output):19.7knots at
 85% MCR with 15% SM

Cargo capacity (m³)
 Bale:447
 Refrigerated storage:444
 Bunkers (m³)
 Heavy oil:1,994
 Diesel oil:875
 Water ballast (m³):12,630
 Container ships – water ballast in loaded
 condition (tonnes):6,420 at 25t
 homogeneously loaded at scantling draught
 Daily fuel consumption (tonnes/day)
 Main engine only:63.1, Tier II
 Auxiliaries:28.6, Tier II
 Classification society and notations:DNVGL +
 1A Container Ship, CMON, COAT-PSPC(B), BIS,
 EO, LCS, NAUT(NAV), Clean(Tier III), ER(SCR,
 EGR, TIER III, EGCS Hybrid), BWM(T),
 Recyclable, TMON(Oil lubricated), DG(P)
 Heel control equipment:1 pair
 Anti-heeling tank

Propulsion
 Main engine(s)
 Design:MAN B&W
 Model:7G60ME-C9.5-EGRBP
 Manufacturer:CSSC-MES Diesel Co., Ltd
 Number:1
 Type of fuel:HFO & MGO
 Output of each engine:18,760kW
 Is this a diesel-electric or hybrid?:N
 Propeller(s)
 Material:Ni-Al Bronze Cu3
 Designer/Manufacturer:SDARI
 Number:1
 Fixed/Controllable pitch:CPP
 Diameter:7,000mm
 Speed:97rpm (MCR)
 Diesel-driven alternators
 Number:4
 Engine make/type:CSSC Marine Power
 Co.,Ltd / MAN 7L27/38
 Type of fuel:HFO & MGO
 Alternator make/type:ZhenJiang China
 Marine-XianDai Generating Co., Ltd /
 HFC6 564-84K
 Output/speed of each set:2,310kW /
 720rpm

Exhaust-gas scrubbing equipment
 Manufacturer:Andritz
 Type:Hybrid
 On main engines?:M/E 85%SMCR (CSR)
 On auxiliary engines?:3 sets G/E at
 85% load

Boilers
 Number:1
 Type:1 × composite boiler
 Make:Jiujiang-Mitsubishi Marine Boiler
 Output, each boiler:oil fired section:
 2,500kg/h; exhaust gas section: 2,000kg/h

Stern appendages/special rudders:single
 rudder with bulb

Bow thruster(s)
 Make:Nakashima Propeller Co., Ltd
 Number:1
 Output (each):1,200kW

Deck machinery
 Cargo cranes/cargo gear
 Number:3

Make:MacGregor
 Type:Hydraulic Crane Type
 GL4528/3930.5-2
 Performance:45/39t
 Other cranes
 Number:1
 Make:Ningbo Kairong Ship Machinery
 Co., Ltd
 Type:Electric Provision Crane
 Tasks:Provision handling
 Performance:SWL 7t @ 4m outreach
 Mooring equipment
 Number:8
 Make:TTS Marine
 Type:Electric
 Special lifesaving equipment
 Number of each and capacity:30 person
 Make:Jiangyin Neptune Marine
 Appliance Co., Ltd
 Type:6.7m totally enclosed free fall life boat

Cargo/capacity

Hatch covers
 Design:Brightseas Ships Equipment Co., Ltd
 Manufacturer:Chengxi Shipyard Co., Ltd
 Type:Upper Deck
 Containers
 Lengths:20ft, 40ft, 45ft
 Heights:8ft 6in, 9ft 6in
 Cell guides:40ft container of 40'(L) x 8'
 (W) x 9'6"(H) ISO container
 Total TEU capacity:312TEU/1,012FEU
 On deck:312TEU/565FEU
 In holds:0TEU/447FEU
 Homogeneously loaded to:25tonnes/
 FEU: 988
 Reefer plugs:919
 Tiers/rows (maximum)
 On deck:8 tiers / 13 rows
 In holds:6 tiers / 11 rows
 Hold refrigeration system:cooled by fresh
 water

Doors/ramps/lifts/moveable car decks
 Number of each:Sliding pilot side door (2)
 Type:Hydraulic
 Designer:Wuxi Dongzhou Marine
 Equipment Co., Ltd

Cargo tanks
 Number:5
 Grades of cargo carried:Containers
 Ballast control system
 Make:Panasia
 Type:GloEn-P500
 Ballast water treatment system
 Make:Panasia
 Capacity:500

Complement
 Crew:25
 Suez/Repair Crew:6
 Single/double/other rooms:1 cabin for pilot
 Navigation and other equipment

Bridge control system
 Make:Dongze
 Is bridge fitted for one-man operation?N
 Integrated bridge system:N

Radars
 Number:2
 Make:Furuno
 Model(s):FAR-2338SW, FAR-2328W

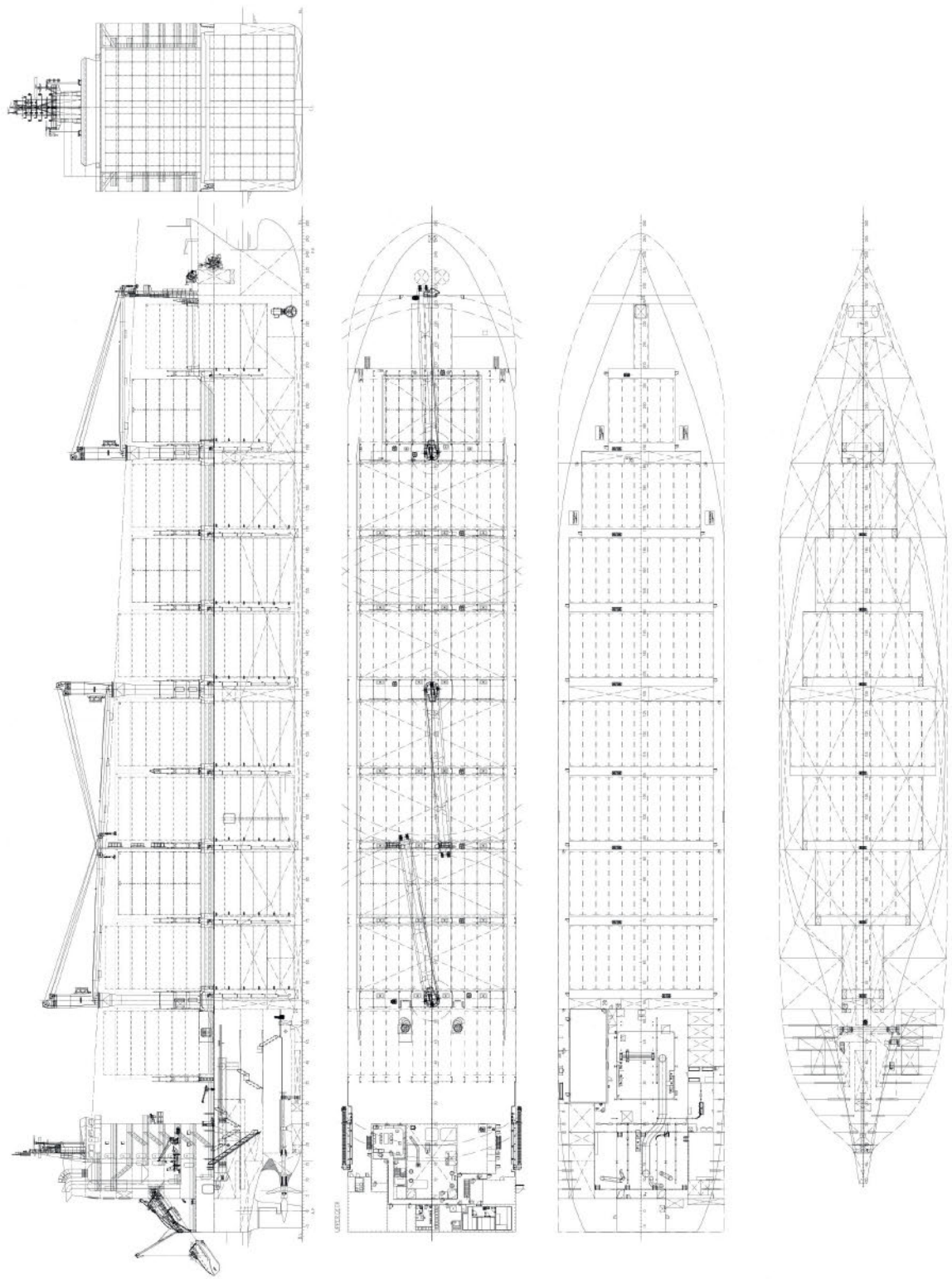
Fire detection system
 Make:Apollo
 Type:Syncro

Fire extinguishing systems
 Cargo holds:CO₂
 Engine room:CO₂ and fixed water-based
 local applicatopm fire fighting
 Make/Type:NK Co. Ltd/DESMI

Waste disposal plant
 Sewage plant
 Make:Wärtsilä Water Systems Ltd
 Model:STC06-13

Efficiency
 Attained EEDI value:16.37g-CO₂/tonne-NM
 Required EEDI value:19.25g-CO₂/tonne-NM
 Energy Saving Technologies:single rudder
 with bulb
 Hull coatings:Antifouling paint

Contract date:07 January 2019
 Launch/float-out date:June 2020
 Delivery date:20 January 2021



Вихідні данні для розрахунку ГД

- кількість	$i = 1$
- марка	7G60ME-C9.5
- ефективна потужність	$N_{e\epsilon}^{дг} = 18790 \text{ кВт}$
- частота обертів	$n = 95 \text{ об/хв}$
- питома витрата пального	$g_e = 0,167 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}$
- ступінь підвищення тиску повітря в компресорі надувного агрегату ДВЗ	$\pi_k = 3,5$
- коефіцієнт корисної дії надувного компресору	$\eta_k = 0,7$
- сумарний коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha_\Sigma = 2,1$
- температура відпрацьованих газів	$T_z = 533 \text{ К}$
- температура повітря на вході в надувний компресор	$T_e = 323 \text{ К}$
- нижча теплота згоряння палива,	$Q_i^r = 42700 \text{ кДж/кг}$
- коефіцієнт корисної дії валопроводу	$\eta_{\text{вн}} = 0,99$
- пропульсивний коефіцієнт	$\eta = 0,7$

Вихідні данні для розрахунку ДГ

- кількість $i = 4$
- марка 7L27/38
- ефективна потужність $N_{e\epsilon}^{ДГ} = 2450 \text{ кВт}$
- частота обертів $n = 900 \text{ об/хв}$
- питома витрата пального $g_e = 0,181 \text{ кг/(кВт} \cdot \text{год)}$
- ступінь підвищення тиску повітря в компресорі
надувного агрегату ДВЗ $\pi_k = 3,9$
- коефіцієнт корисної дії надувного компресору $\eta_k = 0,8$
- сумарний коефіцієнт надлишку повітря $\alpha_\Sigma = 2,0$
- температура відпрацьованих газів $T_z = 603 \text{ К}$
- температура повітря на вході в надувний компресор $T_e = 323 \text{ К}$
- нижча теплота згоряння палива, $Q_i^r = 42700 \text{ кДж/кг}$
- коефіцієнт корисної дії електрогенератора $\eta_{e\epsilon} = 0,94$

Початкові дані для розрахунку робочого циклу головного двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 303$ К (стандартні умови застосування).

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

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 15$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення. Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення P_k . З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,1$.

Показник адіабати повітря $k_g = 1,4$

Механічний ККД турбіни $\eta_{t.m} = 0,97$.

Адiabатний ККД турбіни $\eta_{тад} = 0,77$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,04$.

Коефіцієнт використання теплоти в точці z (ξ_z), та в точці b (ξ_b). Ця величина змінюється в широких межах і залежить від ступеня досконалості двигуна. Найкраще ці величини призначати після аналізу теплового балансу двигунів, близьких до проєктованого. Приймаємо $\xi_z = 0,95$; $\xi_b = 0,98$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Приймаємо $\lambda = 1,15$.

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

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Приймаємо $\zeta = 0,99$.

Механічний ККД двигуна η_m . Приймаємо $\eta_m = 0,94$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ox} = 0,004$ МПа.

Температура залишкових газів T_r . Приймаємо $T_r = 600$ К [6].

Хімічний склад палива. Розрахунок проводиться на важке паливо середнього складу [6]: $C = 0,87$ кг – кількість вуглецю; $H = 0,126$ кг – кількість водню; $S = 0$ кг – кількість сірки; $O = 0,004$ кг – кількість кисню.

Коефіцієнт тактності Z – являє собою кількість робочих ходів поршня, що припадають на один оберт колінчастого вала, тоді для 2 – тактних двигунів $Z = 1$.

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

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

Частка ходу поршня втраченого на продувку фп. Для 2 – тактних двигунів $\phi_{п} = 0,07$.