

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
Литяко Б.М.
«___» _____ 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Енергетична установка порому ропахсу QUEEN JENUVIA
Power plant of the Ro-pax ferry QUEEN JENUVIA

Виконав: студент 4217ст3 групи
Турченко С.І.
(підпис) (прізвище ініціали)

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

Студенту _____ Турченко Сергію Івановичу _____
(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: _____ Енергетична установка порому ропаксу _____
QUEEN JENUVIA

Керівник роботи д-р. техн. наук, професор кафедри ЕСЕУ та ТЕ Чередніченко О.К.

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

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

3. Вихідні дані по роботі: данні по порому ропаксу. Головні розміри: L 170,00 м,
B 26,00 м, T 14,45 м; дедвейт 6300 т; швидкість ходу 21,8 вуз,
склад СЕУ: 2ГД, 2ВГ, 3ДГ, 1ДК, 2ОУ

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

Розділ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки (ЕУ)

1.1 Загальні відомості про судно

1.2 Основні характеристики

1.3 Морехідні якості

1.4 Загальна характеристика суднової енергетичної установки (СЕУ)

Розділ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки

2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки

2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки

2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи

Розділ 3 Визначення параметрів суднового двигуна (СД) 8Н46/60Р

3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна.

3.2 Системи головного двигуна

3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна

3.4 Побудова індикаторної діаграми

Розділ 4 Розрахунок характеристик суднового котла (СК) KangRim PA04

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 – осушувача

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 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
3			
4			
6			

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Завдання прийняв до виконання студент

Керівник роботи


Підпис

Підпис

Турченко
ПІБ
Чередніченко
ПІБ

АНОТАЦІЯ

У кваліфікаційній роботі виконано розрахунок потоків енергії елементів суднової енергетичної установки (СЕУ) порому ропаксу QUEEN JENUVIA, визначено ефективність її роботи на різних режимах, основні параметри двигуна HiMSEN 8H46/60P, розраховано характеристики допоміжного котла KangRim PA04, спроектовано осушувальну систему, наведено характеристики потенційних небезпек і шкідливих факторів у машинному відділенні та негативний вплив електричного струму на людину.

Графічна частина роботи складається з 5 креслень: структурна схема СЕУ, діаграми потоків теплоти, дизельний двигун HiMSEN 8H46/60P, компоновальна схема допоміжного котла PA04, схема осушувальної системи порому ропаксу QUEEN JENUVIA.

Кваліфікаційна робота викладена на 76 сторінках, 18 рисунках та 10 таблицях. Використана література включає 16 джерела.

Ключові слова: паром ропакс, суднові енергетичні установки, дизельний двигун, допоміжний котел, осушувальна система

ABSTRACT

In the qualification thesis, the energy flows of the ship power plant (SPP) elements of the RO-PAX ferry QUEEN JENUVIA were calculated, and the efficiency of its operation under various operating conditions was determined. The main parameters of the HiMSEN 8H46/60P engine were analyzed, the performance characteristics of the KangRim PA04 auxiliary boiler were calculated, and a bilge system was designed. In addition, the characteristics of potential hazards and harmful factors in the engine room, as well as the adverse effects of electric current on humans, were considered.

The graphical part of the thesis consists of five drawings: the structural diagram of the ship power plant, heat flow diagrams, the HiMSEN 8H46/60P diesel engine, the layout diagram of the PA04 auxiliary boiler, and the bilge system diagram of the RO-PAX ferry QUEEN JENUVIA.

The qualification thesis comprises 76 pages, 18 figures, and 10 tables. The bibliography includes 18 references.

Keywords: RO-PAX ferry, Marine Power Plant, diesel engine, auxiliary boiler, bilge system.

					КРБ.6.135.4217ст3.03.А.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		3

ПРИЙНЯТІ СКОРОЧЕННЯ

СД – судновий двигун;
СК – судновий котел;
ЗСС – загальносуднова система;
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;
КВТ – коефіцієнт використання теплоти;
ККД – коефіцієнт корисної дії;
МВ – машинне відділення;
МОД – малообертовий двигун;
ОУ – опріснювальна установка;
СЕС – суднова електростанція;
СЕУ – суднова енергетична установка;
УК – утилізаційний котел;
ЦПУ – центральний пост управління;
ФТО – фільтр тонкого очищення

					КРБ.6.135.4217ст3.03.С.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		4

ЗМІСТ

Вступ	6
РОЗДІЛ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки	7
1.1 Загальні відомості про судно	8
1.2 Основні характеристики.....	9
1.3 Морехідні якості.....	10
1.4 Загальна характеристика СЕУ	11
РОЗДІЛ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки	13
2.1 Склад та параметри основного обладнання СЕУ	14
2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки.....	17
2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки.....	17
2.4 Розрахунок потоків енергії в СЕУ на основних режимах роботи	18
РОЗДІЛ 3 Вивчення параметрів суднового двигуна HIMSEN 8H46/60P	23
3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна	24
3.2 Системи головного двигуна.....	26
3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна.....	28
3.4 Побудова індикаторної діаграми	36
РОЗДІЛ 4 Розрахунок характеристик суднового котла KangRim PA04	38
4.1 Загальний устрій котла.....	39
4.2 Вибір компоновальної схеми котла.....	43
4.3 Розрахунок процесу горіння	45
4.4 Тепловий баланс котла.....	48
4.5 Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь.....	49
РОЗДІЛ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи	55
5.1 Розробка розгорнутої принципової системи.....	56
5.2 Гідравлічний розрахунок системи.....	56
5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу	62
РОЗДІЛ 6 Охорона праці в машинному відділенні судна	69
6.1 Джерела шуму і вібрації на судні та засоби їх зниження.....	70
6.2 Негативний вплив електричного струму на людину	71
Висновки	73
Список використаних джерел	75
Додатки	

ВСТУП

У кваліфікаційній роботі розглянута енергетична установка порому ропаксу QUEEN JENUVIA. Судна такого класу на даний момент дуже затребувані у торговому флоті. Частка ролкерів у флотах провідних світових компаній-перевізників складає доволі великий відсоток та надалі зростає. Адже зручність таких суден полягає у тому, що вони за один рейс можуть перевозити велику кількість вантажів на колісній базі, а завантаження і вивантаження у портах відбувається порівняно швидко, впродовж однієї – двох діб, що дозволяє ефективніше використовувати портові термінали та портові засоби завантаження та зменшити час простою судна.

порому ропаксу QUEEN JENUVIA оснащений двовальною дизельною енергетичною установкою. Головні двигуни – HiMSEN 8H46/60P.

В майбутньому планується збільшувати флот суден-ролкерів, удосконалювати самі судна. Зокрема збільшувати їх екологічну безпеку. А для цього потрібні двопаливні двигуни та інші методи зменшення викидів парникових газів.

					КРБ.6.135.4217ст3.03.В.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

					КРБ.6.135.4217ст3.03.01.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Загальна характеристика судна та енергетичної установки	Літ.	Арк.
Студент	Турченко С.І.						Аркуші
Керівник	Чердніченко О.К.					7	6
						НУК	

РОЗДІЛ 1 Загальна характеристика судна та енергетичної установки

1.1 Загальні відомості про судно [1]

Queen Jenuvia є прибережним пасажирсько-вантажним поромом типу ro-рах із двоскеговою кормовою частиною, бульбовим носом, транцевою кормою та відкритою кормовою рамою. Власником судна є компанія Seaworld Express Lines, що базується в місті Мокпхо (Південна Корея), а новий пором став флагманом її флоту. Суднобудівна компанія: Hyundai Mipo Dockyard Co., Ltd.

Назва судна: Queen Jenuvia

Власник/оператор: Seaworld Express Ferry

Країна: Республіка Корея

Проектант: Hyundai Mipo Dockyard Co., Ltd.

Країна проєктанта: Республіка Корея

Установа, що проводила модельні випробування: KRISO

Прапор судна: Панама

Номер ІМО: 9867475

Кількість однотипних суден, уже побудованих (без урахування представленого судна): немає

Кількість однотипних суден, що залишаються в замовленні: немає

Побудоване верф'ю Hyundai Mipo як унікальне судно, Queen Jenuvia стало результатом програми оновлення південнокорейського пасажирського флоту після трагедії порома Sewol у 2014 році. Сегмент суден типу ro-рах (пасажирсько-вантажних поромів) є новим перспективним напрямком для Hyundai Mipo. Окрім цього судна та раніше побудованого судна для китайського замовника, верф також отримала замовлення від операторів з острова Мен та Нової Зеландії.

За своїм зовнішнім виглядом судно довжиною 170 м та валовою місткістю 27 391 GT нагадує сучасні європейські пороми. Це підкреслюється інтер'єром у скандинавському стилі, який цілком відповідає стандартам сучасних поромів Північної Європи. На пасажирських палубах передбачено просторі зони відпочинку, кафе, ресторани, кінозал та ігрову зону.

					КРБ.6.135.4217ст3.03.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		8

Судно має чотири автомобільні палуби із сумарною довжиною смуг для транспортних засобів 2102 м, що дозволяє розмістити до 478 легкових автомобілів та 88 вантажівок. Завантаження та розвантаження транспорту здійснюється через кормову апарель, а всередині судна використовуються рухомі рампи. Для пасажирів без транспортних засобів передбачено два окремих входи.

Оскільки район експлуатації судна не належить до зон контролю викидів (ЕСА), двигуни повинні відповідати лише вимогам стандарту ІМО Tier II щодо викидів оксидів азоту (NO_x).

Вимоги щодо рятувального обладнання виконані завдяки встановленню двох морських евакуаційних систем китайського виробництва з вертикальними евакуаційними рукавами. Системи виявлення пожежі поставлені компанією Autronica, а навігаційне обладнання та обладнання ходового містка — компанією Kongsberg.

Класифікаційне товариство та класові позначення: Korean Register (KR) +KRS 0C – Passenger Ship Car Ferry, PSPC (Performance Standard for Protective Coatings), LI, +KRM 0C – UMA (Unattended Machinery Area)

1.2 Основні характеристики [1]

Таблиця 1.1 Головні розміри і основні технічні характеристики судна

Довжина максимальна, м	170,0
Довжина між перпендикулярами, м	158,0
Ширина габаритна, м	26,0
Висота:	
- до головної(палуба №3), м	9,20
- до нижньої палуби(палуба №3), м	14,45
Подвійне дно:	
- бічне, м	1,1
- низ, м	1,3
Осадка:	
- розрахункова, м	6,50
- проектна, м	6,20

Вантажопідйомність, gt	27391
Дедвейт, т	
- проектний	6300
- розрахунковий	5300
Швидкість (85% MCR, 10% морського запасу), вуз	21,8
Цистерни, м ³	
- важкого паливо	560
- дизельне паливо	230
- водяний баласт	2100
Добова витрата палива ГД, т/добу	72,6
Технології енергозбереження та підвищення ефективності	
- покриття корпусу	Interflex 8700
- тип покриття	безмідна антиобростаюча фарба на основі самополірувального кополімеру (Self-Polishing Copolymer, SPC) з низьким коефіцієнтом тертя, що забезпечує надвисокий рівень захисту від обростання корпусу.

1.3 Морехідні якості

Ролкер має необмежений район плавання. Швидкість судна при повній осадці дорівнює 21,8 вузла.

Швидкість повинна бути досягнута на 85% навантаження при потужності двигунів 10000 кВт, при використанні важкого палива з в'язкістю 180 сСт при 50°C. [1,2]

Добова витрата пального на головний двигун $G_{HFO}^{ГД} = 72,6 \text{ т/добу}$

Ходовий режим електричною енергією забезпечують два валогенератора.

Об'єм паливних цистерн для здійснення рейсу становить $\sum V_{HFO}^{XP} = 560 \text{ м}^3$

					КРБ.6.135.4217ст3.03.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		10

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

$$T_a = \frac{\sum V_{HFO}}{k_3 \cdot 2G_{HFO}^{ГД} \cdot \rho} = \frac{560}{1,1 \cdot (2 \cdot 72,6) \cdot 0,960} = 3,65,$$

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

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

$$S = v \cdot T_a = 21,8 \cdot 3,65 \cdot 24 = 1910$$

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

Загальна характеристика СЕУ [1]

Головна енергетична установка складається з двох середньообертових дизельних двигунів HiMSEN 8N46/60P, кожен із яких має потужність 10 000 кВт. Кожний двигун через редуктор Renk приводить у дію окремий гребний гвинт Kongsberg діаметром 4,5 м із частотою обертання 160 об/хв. Експлуатаційна швидкість судна становить 21,8 вузла при навантаженні двигунів 85% від максимальної тривалої потужності (MCR).

Відбір потужності для вироблення електроенергії здійснюється від головних двигунів через генератори Hyundai. Крім того, на судні встановлено три дизель-генераторні установки Yanmar.

Допоміжна котельна установка складається із допоміжного котла KangRim Heavy Industries PA04 паропродуктивністю 4000 кг/год

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

Машинне відділення обладнано центральним постом управління (ЦПУ), розташованим на платформі по лівому борту. В ЦПУ розміщені пульти

					КРБ.6.135.4217ст3.03.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		11

управління та контролю за роботою технічних середовищ, а також головний розподільний щит судової електростанції судна.

У машинному відділенні також розташовуються видаткові паливні, масляні цистерни, приміщення паливної апаратури.

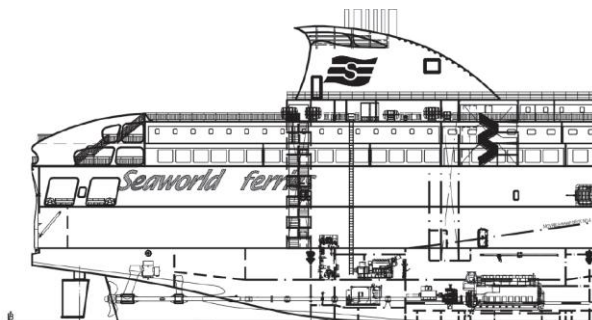


Рис.1.1. Розташування машинного відділення на судні

Висновки:

1. Судно перевозить два різних вантажа, кожен з яких вимагає свої умови при транспортуванні: пасажирів – комфорт, тварин, а автомобілі надійність. Тому і суднова енергетична установка, приміщення де вона розташовується, мають свої особливості. До них перш за все відноситься обмеженість по висоті, тому застосування СОД в якості головних двигунів пропульсивного комплексу є доцільним.

2. Достатня кількість електричної енергії забезпечується трьома ДГ фірми Yanmar, а на ходовому режимі доєднується валогенератор, що працює відбираючи потужність від ГД через редуктор, забезпечуючи потужність з оптимальними витратами пального.

3. На судні також встановлено котел, а ось наявність опріснювальної установки потребує додаткового обґрунтування, де враховується автономність та дальність плавання за запасами.

4. Так як усі елементи СЕУ, крім валогенератора потребують витрати пального, то обрано визначити автономність та дальність плавання саме за його запасами.

5. Автономність плавання складає до 4 діб, дальність плавання – до 1910 миль при швидкості 21,8 вузлів.

					КРБ.6.135.4217ст3.03.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		12

					КРБ.6.135.4217ст3.03.02.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Визначення ефективності суднової енергетичної установки	Літ.	Арк.
Студент	Турченко С.І.						Аркуші
Керівник	Чердніченко О.К.					13	10
						НУК	

РОЗДІЛ 2 Визначення ефективності суднової енергетичної установки.

2.1 Склад та параметри основного обладнання енергетичної установки.

2.1.1 Головний двигун [1, 3, 4]

Головні двигуни HiMSEN 8H46/60P виготовлено фірмою HHI Engine & Machinery Division. Це чотирьохтактні, восьмициліндрові, середньообертові дизельні двигуни. Діаметр поршня – 460 мм, хід поршня – 600 мм. Двигуни працює на важкому паливі HFO.

У додатку 2 представлені технічні дані по даному двигуну. [3]

2.1.2 Головні суднові передачі, муфти, валопровід та рушій [1, 4, 5]

Два гребних гвинта регульованого кроку виконано з матеріалу нікель – алюміній - бронзи фірмою Kongsberg, діаметром 4500 мм та частота обертання 160 хв⁻¹.

Потужність головних двигунів передається на гвинт через редуктор типу RSH-1000 фірми Renk. З'єднання двигуна з валопроводом і валопроводу з рушієм забезпечується муфтами. Валопровід підводить потужність до рушія, сприймає упор, створений гребним гвинтом, і передає його через головний упорний підшипник корпусу судна, забезпечуючи його рух.

Валопровід складається з проміжного та гребного валів, з'єднаних між собою цільнокованими фланцями, демпфуючою муфтою та з'єднувально-роз'єднувальною муфтою.

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

При розрахунках враховуються також параметри головного двигуна, зокрема його потужність 10000 кВт і частота обертання валів 600 хв⁻¹.

Потужність, підведена до валопроводу, кВт

$$N_{\text{вп}} = N_e^{\text{ГД}} \cdot \eta_{\text{П}} = 10000 \cdot 0,98 = 9800$$

					КРБ.6.135.4217ст3.03.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		14

Найменший припустимий діаметр проміжного валу, приймаємо

$$d_{\text{пр}}^* = F \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{9800}{600}} = 253,7 \text{ мм},$$

де $F = 100$ – коефіцієнт; для дизельних установок.

Мінімальний розрахунковий діаметр гребного вала

$$d_{\text{гр}}^* = F \cdot k \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 100 \cdot 1,22 \cdot \sqrt[3]{\frac{14112}{500}} = 309,5 \text{ мм},$$

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

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

$$d_{\text{м}}^{\text{гр}} = d_{\text{пр}}^* \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{R_{\text{мВ}} + 160}} = 305 \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{440 + 160}} = 248 \text{ мм}$$

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

$$d_{\text{м}}^{\text{пр}} = d_{\text{гр}}^* \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{R_{\text{мВ}} + 160}} = 372 \cdot \sqrt[3]{\frac{560}{480 + 160}} = 302 \text{ мм}$$

За результатами розрахунків прийняті наступні значення діаметрів валів: проміжного – 250 мм; гребного – 310 мм.

2.1.3 Суднова електростанція [1, 6]

До складу суднової електростанції входять 3 синхронні електричні генератори потужністю 3х1300 кВт кожен частотою обертання 900 об/хв.

Основні характеристики приводних теплових двигунів наведені у додатку 3

Модель приводних теплових двигунів – Yanmar / 6EY22ALW потужність 1370 кВт. Це чотирьохтактні, рядні, нереверсивні прості дії дизельні двигуни, що змонтовані на одній фундаментній рамі з генератором, установленій на амортизаторах. Хід поршня 320 мм, діаметр циліндра 220 мм. Всі обслуговуючі насоси і теплообмінні апарати навішені на двигуни, характеристики яких наведено додатку 3.

					КРБ.6.135.4217ст3.03.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		15

Електричні генератори виготовлені фірмою Taiyo типу FE 653B-8, синхронні, потужністю по 3х1300 кВт.

Головні двигуни обладнані валогенераторами типу HFC7 566-04P фірми Hyundai Electric. Генератори можуть працювати в діапазоні потужностей 1500 – 1750 кВА (1200 – 1400 кВт) при частоті обертання 1800 хв⁻¹.

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).

2.1.4 Допоміжна котельна установка [1, 7]

Для виробництва пари на судні встановлено допоміжний котел виробництва фірми KangRim Heavy Industries.[7]

Таблиця 2.1. Основні характеристики допоміжного котла

Паропродуктивність, кг/год	4000
Тиск, МПа	0,6
Температура живильної води, °С	50
ККД	0,88

2.1.5 Опріснювальна установка [1, 8]

Визначаємо продуктивність установки враховуючи потреби СЕУ та людей на судні, т/добу [3].

$$D_s^{ov} = (10^{-3} \cdot 24 \cdot \alpha \cdot [\sum D_{ii}^{DK}]) + 10^{-3} \cdot w \cdot n_e \cdot 2 = (10^{-3} \cdot 24 \cdot 0,006 \cdot [4000] + 35 \cdot 250 \cdot 10^{-3}) \cdot 2 = 18,65$$

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

Для даного судна обираємо опріснювальну установку типу AQUA 90 фірми Alfa Laval AQUA Blue E1 S-type, яка в залежності від температури теплоносія і охолоджувальної води має продуктивність від 5 т/добу до 60 т/добу, із солевмістом дистилляту не більше 2 мг/л. [8]

					КРБ.6.135.4217ст3.03.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		16

2.2 Розробка структурної схеми енергетичної установки

Структурна схема СЕУ зображено на рис.2.1

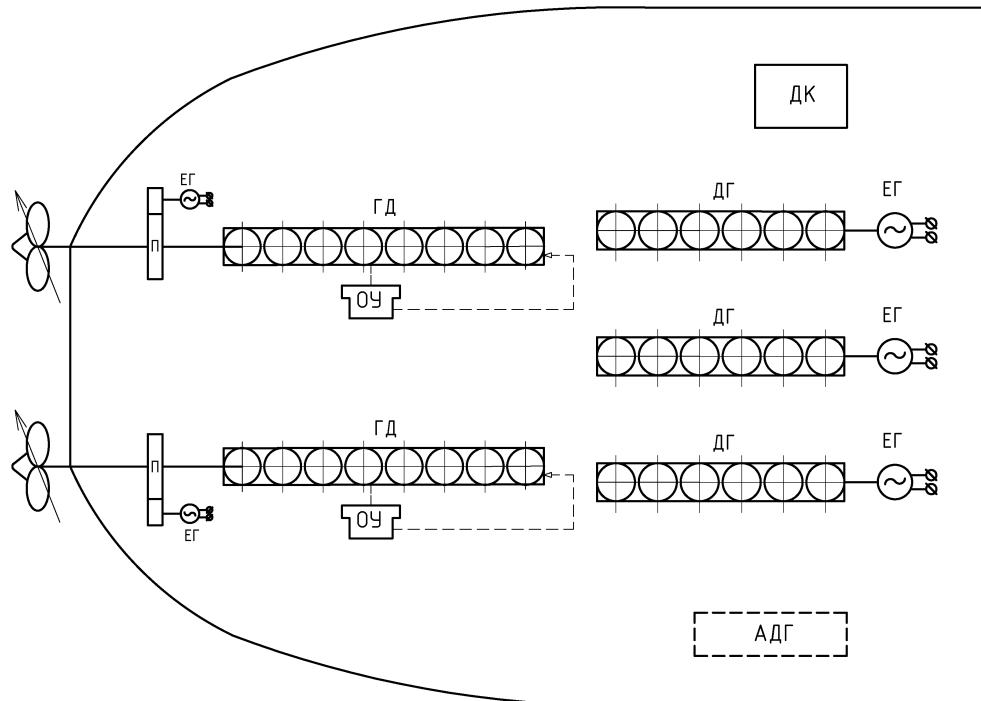


Рис. 2.1. Структурна схема СЕУ:

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

2.3 Режими роботи судна та суднової енергетичної установки

Режими роботи судна наведено у табл.2.2.

Таблиця 2.2 Режими роботи судна

Обладнання	Режими			
	Ходовий	Стоянковий		Аварійний
		з вантажними операціями	без вантажних операцій	
ГД (2)	+2	-	-	-
ОУ (2)	+2	-	-	-
ВГ (2)	+2	-	-	-
ДГ (3)	-	+2	+1	-
ДК (1)	+	+	+	-
АДГ (1)	-	-	-	+

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

2.4.1 Визначення теплоти, що виділяється в елементах СЕУ

Головний двигун

Теплота, що виділилась при спалюванні пального, кВт,

$$Q_{нал}^{ГД} = g_e N_e Q_i^r = 0,176 \cdot 10000 \cdot 42700 / 3600 = 20876 \text{ кВт},$$

$$G_{пал} = g_e N_e = 0,175 \cdot 10000 / 3600 = 0,489 \text{ кг/с},$$

Теплота, що втрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_{\varepsilon}^{ГД} = G_{\varepsilon} c_{p\varepsilon} T_{\varepsilon} - G_n c_{pn} T_n = 16,22 \cdot 1,132 \cdot 573 - 15,73 \cdot 1,01 \cdot 310 = 5542 \text{ кВт},$$

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

$$G_n = \alpha_{\Sigma} L_0 g_e N_e = 2,25 \cdot 14,3 \cdot 0,176 \cdot 10000 / 3600 = 15,73 \text{ кг/с},$$

$$G_{\varepsilon} = G_n + G_{нал} = g_e N_e (1 + \alpha_{\Sigma} L_0) = 0,176 \cdot 10000 \cdot (1 + 2,25 \cdot 14,3) = 16,22 \text{ кг/с}.$$

Теплота, що відбирається від наддувного повітря

$$Q_{nn} = G_n c_{pn} (T_k - T_n) = 15,73 \cdot 1,01 \cdot (471 - 310) = 2558 \text{ кВт}$$

T_k – температура повітря після надувного компресора

$$T_k = T_n + \Delta T = T_n \left[1 + \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \right] = 310 \cdot [1 + (3,552^{0,286} - 1) / 0,84] = 471 \text{ К}$$

Втрати теплоти від розсіювання до навколишнього середовища є залишковим членом балансу і складають 0,5 – 2 % від $Q_{нал}$.

$$Q_{зал}^{ГД} = 0,01 Q_{нал} = 0,01 \cdot 20876 = 209 \text{ кВт}$$

Втрати теплоти з прісною водою складають 8...14 %, з маслом – 3...7 % від кількості теплоти, що виділилась при спалюванні палива, в теплових двигунах.

$$Q_{np.в} = 0,085 Q_{нал} = 0,085 \cdot 20876 = 1774 \text{ кВт}$$

$$Q_m = 0,037 Q_{нал} = 0,037 \cdot 20876 = 772 \text{ кВт}$$

Зробимо перевірку рівняння теплового балансу для головного двигуна

$$Q_{нал} = N_e + Q_{\varepsilon} + Q_{nn} + Q_{np.в} + Q_m + Q_{зал},$$

$$20876 = 10000 + 5542 + 2558 + 1774 + 772 + 209$$

Нев'язка балансу складає 0,1 %, припустимий небаланс $\pm 0,5$ %.

					КРБ.6.135.4217ст3.03.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		18

Опріснювальна установка

З попередніх розрахунків визначено, що від прісної води системи охолодження ГД для отримання дистилляту ОУ надходить $Q_{пр.в.} = 1774$ кВт. Перепад температур гарячої прісної води і заборотної води у випарнику прийнятий 20°C , забортна вода кипітиме при 60°C . За таблицями водяної пари визначаємо відповідний тиск цієї вторинної пари і далі ентальпії сухої насиченої пари та морської води, з якої утворюється дистиллят:

$$i'' = 2609 \text{ кДж/кг}; i_{3.в.} = 251,1 \text{ кДж/кг}$$

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

$$Q_{oy} = D_{oy}(i'' - i_{3.в.}) = 20 \cdot 10^3 \cdot (2609 - 251,1) / 24 / 3600 = 546 \text{ кВт}$$

$$\eta_{квт}^{OY} = \frac{Q_{oy}}{Q_{ГД}^{пр.в.}} = \frac{546}{1774} = 0,31.$$

Дизель-генератор

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

Теплота, яка виділилася при спалюванні палива, кВт:

$$Q_{ПАЛ}^{ДГ} = g_e N_e Q_i^r = 0,185 \cdot 1370 \cdot 42700 / 3600 = 3006 \text{ кВт};$$

$$G_{ПАЛ}^{\square} = g_e N_e = 0,185 \cdot 1370 / 3600 = 0,07 \text{ кг/с.}$$

Теплота, яка втрачається з відпрацьованими газами:

$$Q_{Г}^{ДГ} = G_{Г} c_{pГ} T_{Г} - G_{ПОВ} c_{pПОВ} T_{ПОВ} = 2,50 \cdot 1,13 \cdot 553 - 2,43 \cdot 1,01 \cdot 310 = 801 \text{ кВт}$$

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

$$G_{ПОВ} = \alpha_{\Sigma} L_0 g_e N_e = 2,41 \cdot 14,3 \cdot 0,185 \cdot 1370 / 3600 = 2,43 \text{ кг/с};$$

$$G_{Г} = G_{ПОВ} + G_{ПАЛ} = g_e N_e (1 + \alpha_{\Sigma} L_0) = 0,185 \cdot 1370 (1 + 2,41 \cdot 14,3) / 3600 = 2,50 \text{ кг/с.}$$

Теплота, яка відбирається від наддувочного повітря:

$$Q_{н.пов.}^{ГД} = G_{ПОВ} c_{pПОВ} (T_{К} - T_{ПОВ}) = 2,43 \cdot 1,01 \cdot (459 - 310) = 366 \text{ кВт}$$

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

					КРБ.6.135.4217ст3.03.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		19

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

$$= 310 \left[1 + (3,4^{0,286} - 1) \frac{1}{0,87} \right] = 459 \text{ К};$$

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

$$Q_{\text{ЗАЛ}}^{\text{ДГ}} = 0,015 Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДГ}} = 0,015 \cdot 3006 = 45 \text{ кВт.}$$

У разі відсутності результатів теплотехнічних випробувань конкретного двигуна використовують статистичні дані, згідно яких втрати теплоти з прісною водою складають 8...14 %, з маслом – 3,5...7,0 % від кількості теплоти, яка виділиться при спалюванні палива в теплових двигунах. В даному випадку для СОД приймемо 10% втрат теплоти з прісною водою і 4,1 % - з маслом. Тобто:

$$Q_{\text{пр.в}} = 0,1 \cdot Q_{\text{ПАЛ}} = 0,1 \cdot 3006 = 300 \text{ кВт.}$$

$$Q_{\text{М}} = 0,041 \cdot Q_{\text{ПАЛ}} = 0,041 \cdot 3006 = 123 \text{ кВт.}$$

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

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

$$3006 = 1370 + 801 + 366 + 300 + 123 + 45$$

Нев'язка балансу складає 0,03%, допустимий небаланс –0.5 %.

Потужність електрогенератора

$$P_{\text{е}}^{\text{ДГ}} = N_e \cdot \eta_{\text{е}} = 1370 \cdot 0,95 = 1300 \text{ кВт.}$$

Допоміжний котел

Кількість теплоти, що витрачено для здобуття насиченої пари

$$Q_s^{\text{ДК}} = D_s^{\text{ДК}} (i'' - i_{\text{ж.с}}) = 4000 \cdot (2764 - 209,3) / 3600 = 2839 \text{ кВт}$$

Кількість теплоти, яка виділилася при спалюванні палива в котлі:

$$Q_{\text{ПАЛ}}^{\text{ДК}} = \frac{Q_s^{\text{ДК}}}{\eta_{\text{ДК}}} = \frac{2839}{0,88} = 3226 \text{ кВт}$$

					КРБ.6.135.4217ст3.03.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		20

2.4.2 Розрахунок потоків енергії на ходовому режимі [9].

Згідно з табл. 2.5 на ходовому режимі працюють 2ГД, 2ВГ, 2ОУ та ДК.

Потужність, що відбирається від ГД на привод валогенератора, N_e^{BG} , кВт

$$N_e^{BG} = P^{BG} / (\eta_{МП} \cdot \eta_{ВГ}^{EG}) = 1300 / (0,99 \cdot 0,95) = 1382$$

Втрати енергії в мультиплікаторі $Q_{МП}$, кВт

$$Q_{МП} = N_e^{BG} \cdot (1 - \eta_{МП}) = 1382 \cdot (1 - 0,99) = 14$$

Втрати електричної енергії у валогенераторі

$$Q_{EG}^{BG} = (N_e^{BG} - Q_{МП}) \cdot (1 - \eta_{EG}^{BG}) = (1382 - 14) \cdot (1 - 0,95) = 68$$

Потужність ГД, яка підводиться до редуктора $N_{ВІХ}^{ГД}$, кВт

$$N_{ВІХ}^{ГД} = N_e^{ГД} - N_e^{BG} = 10000 - 1382 = 8618.$$

Втрати потужності у редукторі $Q_{П}$, кВт

$$Q_{П} = N_{ВІХ}^{ГД} \cdot (1 - \eta_{П}) = 8618 \cdot (1 - 0,98) = 172$$

Потужність ГД, яка підводиться до валопроводу $N_{ВП}$, кВт

$$N_{ВП} = N_{ВІХ}^{ГД} - Q_{П} = 8618 - 172 = 8446.$$

Потужність, що підводиться від валопроводу до рушія $N_{ГВ}$, кВт

$$N_{ГВ} = N_{ВП} \cdot \eta_{ВП} = 8446 \cdot 0,99 = 8445$$

Втрати потужності у підшипниках валопроводу, які дорівнюють тепловій енергії, що необхідно відвести системою мащення $Q_{ВП}$, кВт

$$Q_{ВП} = N_{ВП} \cdot (1 - \eta_{ВП}) = 8446 \cdot (1 - 0,99) = 84$$

Буксирувальна потужність (частка потужності, підведеної від валопроводу до рушія, що перетворюється на упор) N_R , кВт

$$N_R = N_{ВП} \cdot \eta = 8446 \cdot 0,7 = 5912$$

Втрати механічної енергії у рушії Q_{PVIII} , кВт

$$Q_{PVIII} = N_{ВП} \cdot (1 - \eta) = 8446 \cdot (1 - 0,7) = 2534$$

ККД пропульсивного комплексу визначимо

$$\eta_e^{ПК} = \frac{N_R + P_e}{Q_{нал}^{ГД}} = \frac{5912 + 1300}{20876} = 0,35$$

					КРБ.6.135.4217ст3.03.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		21

Коефіцієнт використання теплоти в СЕУ на ходовому режимі

$$(\eta_{\text{квт}}^{\text{сey}})_{\text{xp}} = \frac{2N_R + 2P_e^{BG} + 2Q_{OY} + Q_s^{DK}}{2Q_{\text{нал}}^{ГД} + Q_{\text{нал}}^{ДК}} = \frac{2 \cdot 5912 + 2 \cdot 1300 + 2 \cdot 546 + 2839}{2 \cdot 20876 + 3226} = 0,41$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на ходовому режимі

$$(\eta_e^{\text{сey}})_{\text{xp}} = \frac{2N_R + 2P_e^{BG}}{2Q_{\text{нал}}^{ГД} + Q_{\text{нал}}^{ДК}} = \frac{2 \cdot 5912 + 2 \cdot 1300}{2 \cdot 20876 + 3226} = 0,32$$

2.4.3 Розрахунок потоків енергії на стоянковому режимі

На стоянковому режимі без вантажних операцій працюють 1ДГ та ДК.

$$(\eta_{\text{квт}}^{\text{сey}})_{\text{cp}} = \frac{P_{\text{ез}}^{ДГ} + Q_s^{ДК}}{Q_{\text{нал}}^{ДГ} + Q_{\text{нал}}^{ДК}} = \frac{1300 + 2839}{3006 + 3226} = 0,66$$

Коефіцієнт корисної дії СЕУ на стоянковому режимі

$$(\eta_e^{\text{сey}})_{\text{cp}} = \frac{P_{\text{ез}}^{ДГ}}{Q_{\text{нал}}^{ДГ} + Q_{\text{нал}}^{ДК}} = \frac{1300}{3006 + 3226} = 0,21$$

Висновки:

1. В розділі повинно бути визначено економічність установки, але це залежить з від багатьох факторів: ефективності кожного елементу СЕУ, що визначається ККД, кількості енергій (на рух, електричної та теплової), що використовується під час рейсу, кількості елементів СЕУ, що працюють та тим чи іншому режимі роботи судна, погодні умови, режими самих елементів – сталі чи перехідні.

2. Задача є багато компонентною, тому при визначенні враховуємо експлуатаційні характеристики елементів СЕУ, а кількість визначаємо з урахуванням режимів судна.

3. Результати наведені, значення ККД та КВТ, які багатьом добре знайомі і їх легко аналізувати. Обрано найбільший за часом та навантаженням ходовий режим (при повному завантаженні) та стоянковий без вантажних операцій так, як автомобілі самостійно виїжджають але спуск апарелі та робота вентиляційних систем враховується. Ходовий режим ККД – 0,32, а КВТ – 0,41; стоянковий ККД – 0,21, а КВТ – 0,66.

4. Діаграма потоків теплоти наглядно показує втрати і надає можливості розробляти пропозиції по вдосконаленню СЕУ.

					КРБ.6.135.4217ст3.03.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		22

					КРБ.6.135.4217ст3.03.03.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Визначення параметрів суднового двигуна HiMSEN 8H46/60P	Літ.	Арк.
Студент	Турченко С.І.						23
Керівник	Чердніченко О.К.						15
						НУК	

РОЗДІЛ 3 Визначення параметрів суднового двигуна

3.1 Загальний устрій та характеристики двигуна [4]

Двигуни ряду HIMSEN 8H46/60P (TIER II) є восьмициліндровими, чотирьохтактними, рядними, з наддувом, з водяним охолодженням. Має турбокомпресор, циліндр у діаметрі має 460мм, а ход поршня 600мм.. Ступінь стиснення 13. Суха вага двигуна складає 149 т, потужність на виході 10000 кВт і частотою обертання валу 600 об/хв..

Всі двигуни HIMSEN 8H46/60P розроблені і виготовлені так, щоб забезпечувати високу продуктивність, та ефективність використання палива. Від конструкції камери згоряння до технології прямого впорскування палива, з турбонагнітачем з передовою системою охолодження – все було відмінно збалансовано, щоб забезпечити високу економічну експлуатацію та оптимальне споживання палива по всій кривій потужності.

Обслуговування дуже просте. Кожен циліндр має свою головку і двигун має гарний огляд картеру і масляних систем. Масляні і паливні фільтри також легко доступні. Не потрібно ніякого допоміжного компонента який вимагає сепарації мастила, будь то насоси впорскування палива, маховик, водяний насос або турбокомпресор.

Усі типи двигунів HiMSEN відповідають вимогам нормам IMO Tier II щодо викидів NOx та можуть задовольнити додаткові вимоги замовників.

Компанія HD Hyundai впроваджує внутрішні заходи щодо двигуна для досягнення відповідності нормам IMO Tier II та Tier III, зокрема:

-регулювання фаз газорозподілу за допомогою технології Miller Cycle із застосуванням турбокомпресора з високим ступенем наддуву. Ця технологія ефективно знижує викиди NOx шляхом оптимізації моменту закриття впускного клапана. Особливо важливо те, що вона змінює ефективний ступінь стиску та ступінь розширення;

-оптимізацію процесу згоряння шляхом удосконалення форми днища поршня та конструкції форсунок паливної системи.

					КРБ.6.135.4217ст3.03.03.ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для застосування цієї технології необхідно підвищити тиск наддувного повітря. Тому використовується спеціально розроблений турбокомпресор високого тиску, який встановлюється на двигунах HiMSEN..

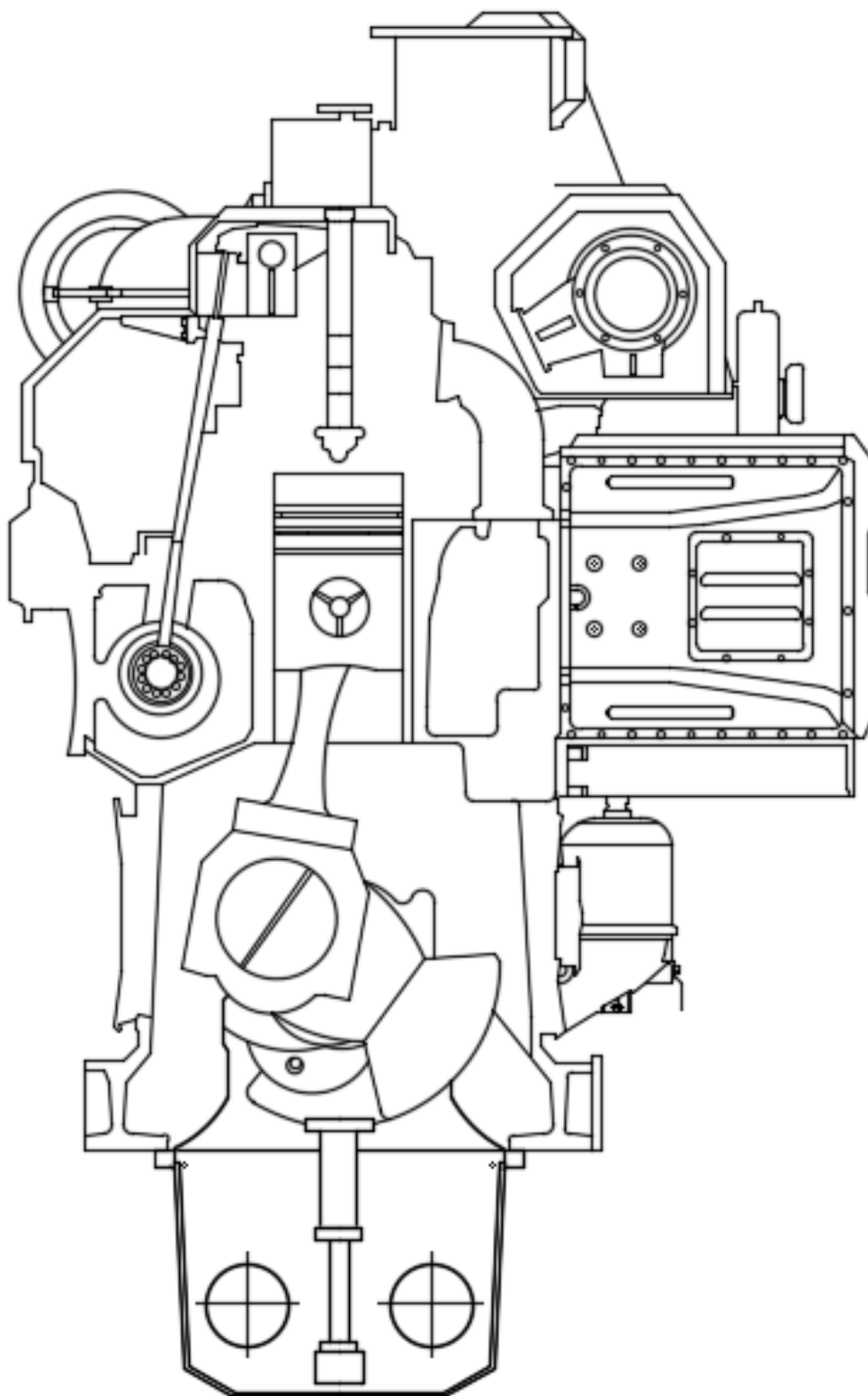


Рис.3.1. Загальний вигляд двигуна HiMSEN 8H46/60P

					КРБ.6.135.4217ст3.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

3.2 Системи двигуна

Паливна система розрахована на роботу дизеля як на дизельному, так і на важкому паливі. З паливної цистерни паливо підводиться до одного з насосів, який подає паливо під тиском 4 бар до сторони низького тиску паливної системи. Після цього паливо поступає до одного з двох електричних циркуляційних насосів, а від нього через підігрівач, регулятор в'язкості, фільтр і до паливних насосів. Паливо з цистерни від форсунок і насоса через трубу вторинного палива перепускається назад до сторони всмоктування циркуляційного насосу.

Для підтримання постійного тиску в головній магістралі на вході паливних насосів продуктивність і подача циркуляційного насоса перебільшує кількість палива, яке використовує двигун. Крім того, встановлюється підпружинений байпасний клапан, який функціонує як перепускний між входом до ТНВД і повертаням палива і, таким чином, підтримує постійний тиск у прийомному паливному трубопроводі. Для того, щоб підтримувати рівномірний потік підігрітого палива через паливні насоси, корпуси і форсунки на всіх навантаженнях (включаючи зупинений двигун), на виході з форсунок встановлюється золотник і дросельний отвір. Завдяки «вбудованій» циркуляції підігрітого палива, може підтримуватися робоча температура паливних насосів і форсунок навіть тоді, коли двигун зупинено. Відповідно, немає необхідності переходити на дизельне паливо при заходах в порт, якщо циркуляційний насос продовжує працювати і зберігає підігрів циркулюючого палива. [4]

Якщо при довготривалій зупинці необхідно відключити циркуляційний насос або підігрів, то з паливної системи попередньо треба злити важке паливо.

Об'єднана масляна система. Підшипники розподільного вала, а також штовкачі паливних насосів і випускних клапанів, що змащуються від головних масляних насосів. Приводи випускних клапанів отримують масло з головної системи змащувального масла. Для підвищення тиску на вході в приводи випускних клапанів можуть бути передбачені бустерні насоси. Від підшипників, штовхачів і приводів випускних клапанів масло стікає в піддони корпусів

					КРБ.6.135.4217ст3.03.03.ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

підшипників, де підтримується необхідний рівень змащування робочих поверхонь шайб. Звідти масло стікає назад до стічної цистерни.

Система заборотної охолоджуючої води. Забортна вода приймається з кінгстона насосом заборотної води. Потік води розділяється на окремі гілки: до охолоджувача масла, охолоджувача прісної води на допоміжні двигуни. Забортна вода згодом знову змішується і поступає до терморегулятора з трьохходовим клапаном і на клапан зливу води за борт. Терморегулятор встановлюється датчиком температури, що встановлений в прийомній трубі заборотної води. Терморегулятор відрегульовано таким чином, щоб вода у прийомному патрубку насоса підтримувалась на рівні вище 10°C з метою попередження загущення змащувального масла на холодних поверхнях охолодження. Якщо температура на вході падає нижче встановленого рівня, терморегулятор здійснює рециркуляцію води до всмоктуючого трубопроводу насоса заборотної води. В центральній системі водяного охолодження центральний насос охолоджуючої води перекачує прісну воду низькотемпературного контуру (центральну охолоджуючу воду) по контуру охолодження.[4]

В двигун подається продувочне повітря від турбонагнітача, який розташований на стороні випуску. Випускний газ приводить у дію турбіну турбонагнітача, а через загальний вал турбіна приводить компресор. Компресор забирає повітря з машинного відділення через повітряні фільтри. З компресора повітря проходить через трубку наддувочного повітря в охолоджувач наддувочного повітря. Труба наддувочного повітря з компенсатором ізольована і покрита всередині матеріалом для зниження рівня шуму. Повітроохолоджувач розроблено так, що він відділяє конденсат від повітря. Повітря нагнітається в ресивер продув очного повітря через блок клапанів, які встановлені внизу ресивера. Блок клапанів має кілька безповоротних клапанів, які відкриваються під тиском повітря від турбонагнітача. З ресивера продув очного повітря, повітря поступає в циліндр через продувочні вікна, коли поршень знаходиться у нижньому розташуванні. Коли випускні клапани відкриті, випускний газ

					КРБ.6.135.4217ст3.03.03.ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

нагнітається в загальний колектор випускних газів, звідки газ поступає до турбіни турбонагнітача при постійному тиску.[4]

3.3 Розрахунок робочого циклу двигуна [10]

Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна наведено в додатку 4

Розрахунок процесу наповнення

Температура повітря за компресором, К:

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{0,286} - 1}{\eta_{k.ad}} \right] = 293 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{0,46}{0,1013} \right)^{0,286} - 1}{0,75} \right] = 462,588$$

Температура повітря перед двигуном, К:

$$T_s = T_k - \eta_0 \cdot (T_k - T_0) = 504,547 - 0,8 \cdot (504,547 - 293) = 335,309$$

Температура заряду в кінці процесу наповнення, К:

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T_a + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{335,309 + 10 + 0,02 \cdot 750}{1 + 0,02} = 353,245$$

Тиск повітря перед двигуном, МПа:

$$P_s = P_k - \Delta P_{ox} = 0,36 - 0,00112 = 0,359$$

Тиск заряду в кінці процесу наповнення, МПа:

$$P_a = 0,9 \cdot P_s = 0,9 \cdot 0,359 = 0,313$$

Коефіцієнт наповнення:

$$\eta_n = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \cdot (1 - \phi_n) = \frac{15,5}{15,5 - 1} \cdot \frac{0,313}{0,359} \cdot \frac{335,309}{353,245} \cdot \frac{1}{1 + 0,02} \cdot (1 - 0) = 0,825$$

Розрахунок процесу стиснення

Середня мольна ізохорна теплоємність повітря, кДж/(моль·К):

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

					КРБ.6.135.4217ст3.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Середня мольна ізохорна теплоємність чистих продуктів згорання, кДж/(моль·К):

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

Теплоємність суміші повітря та залишкових газів на ході стиску, кДж/(моль·К):

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

$$a_{vc} = \frac{\gamma_r \cdot 20,47 + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot 19,26}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0,02 \cdot 20,47 + [2 \cdot (1 + 0,02) - 0,02] \cdot 19,26}{2 \cdot (1 + 0,02)} = 19,269$$

$$b_c = \frac{\gamma_r \cdot 0,0036 + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - \gamma_r] \cdot 0,0025}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r)} =$$

$$= \frac{0,02 \cdot 0,0036 + [2 \cdot (1 + 0,02) - 0,02] \cdot 0,0025}{2 \cdot (1 + 0,02)} = 0,002508$$

Отримаємо:

$$C''_{vc} = 19,269 - 0,002508 \cdot T$$

Середній показник політропи стиску:

$$n_1 - 1 = \frac{8,13}{a_{vc} + b_c \cdot T_a \cdot (1 - \varepsilon^{n_1 - 1})} = \frac{8,13}{19,269 + 0,002508 \cdot 353,245 \cdot (1 - 15,5^{1,361 - 1})} = 0,361$$

Отримаємо: $n_1 = 1,361$

Тиск в кінці процесу стиснення, МПа:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} = 0,313 \cdot 15,5^{1,361} = 17,206$$

Температура в кінці процесу стиснення, К:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} = 345,335 \cdot 15,5^{1,361 - 1} = 868,7$$

Розрахунок процесу згорання

Дійсна кількість повітря для згорання, кмоль/кг:

$$L = \frac{\alpha}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) = \frac{2,55}{0,21} \cdot \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0}{32} - \frac{0,004}{32} \right) = 1,261$$

					КРБ.6.135.4217ст3.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta_0 = 1 + \frac{8 \cdot H + O}{32 \cdot L} = 1 + \frac{8 \cdot 0,126 + 0,004}{32 \cdot 1,261} = 1,0251$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни:

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0251 + 0,02}{1 + 0,02} = 1,0246$$

Частка палива, яке згоріло в точці z:

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b} = \frac{0,94}{0,98} = 0,959$$

Коефіцієнт молекулярної зміни в точці z:

$$\beta_z = 1 + \left(\frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} \right) \cdot x_z = 1 + \left(\frac{1,0251 - 1}{1 + 0,02} \right) \cdot 0,959 = 1,024$$

Середня мольна ізохорна теплоємність в точці z, кДж/(моль·К):

$$C''_{uz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot C''_u + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot C'_u}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} = a_{uz} + b_z \cdot T$$

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

$$\text{де } \Delta M = \frac{H}{4} + \frac{O}{32} = \frac{0,126}{4} + \frac{0,004}{32} = 0,0316$$

$$L_0 = 0,495 \text{ кмоль/кг}$$

$$a_{uz} = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot 20,47 + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot 19,26}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} =$$
$$= \frac{(1,064 \cdot 0,959 + 0,02) \cdot 20,47 + [2 \cdot (1 + 0,02) - (0,959 + 0,02)] \cdot 19,26}{2 \cdot (1 + 0,02) + (1,064 - 1) \cdot 0,959} = 19,73289$$

$$b_z = \frac{(m \cdot x_z + \gamma_r) \cdot 0,0036 + [\alpha \cdot (1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \cdot 0,0025}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1) \cdot x_z} =$$
$$= \frac{(1,064 \cdot 0,959 + 0,02) \cdot 0,0036 + [2 \cdot (1 + 0,02) - (0,959 + 0,02)] \cdot 0,0025}{2 \cdot (1 + 0,02) + (1,064 - 1) \cdot 0,959} = 0,00293$$

Отримаємо:

$$C''_{uz} = 19,73289 - 0,00293 \cdot T$$

					КРБ.6.135.4217ст3.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

Середня мольна ізохорна теплоємність в точці b, кДж/(моль·К)

$$C_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot C''_v + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot C'_v}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} = a_{vb} - b_b \cdot T$$

$$a_{vb} = \frac{(m + \gamma_r) \cdot 20,47 + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot 19,26}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} =$$

$$= \frac{(1,064 + 0,02) \cdot 20,47 + (2,55 - 1) \cdot (1 + 0,02) \cdot 19,26}{2 \cdot (1 + 0,02) + (1,064 - 1)} = 19,75214$$

$$b_b = \frac{(m + \gamma_r) \cdot 0,0036 + (\alpha - 1) \cdot (1 + \gamma_r) \cdot 0,0025}{\alpha \cdot (1 + \gamma_r) + (m - 1)} =$$

$$= \frac{(1,064 + 0,02) \cdot 0,0036 + (2,55 - 1) \cdot (1 + 0,02) \cdot 0,0025}{2 \cdot (1 + 0,02) + (1,064 - 1)} = 0,002947$$

Отримаємо:

$$C_{vb} = 19,75214 - 0,002947 \cdot T$$

Максимальна температура згоряння, К

- знаходимо з наступного рівняння:

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

- після підстановки, отримаємо квадратне рівняння:

$$A \cdot T_z^2 + B \cdot T_z - C = 0,$$

де

$$A = 0,003092$$

$$B = 29,7831$$

$$C = 58291,714$$

$$T_z = \frac{C}{A \cdot T_z + B} = \frac{58291,714}{0,003092 \cdot T_z + 29,7831} = 1780,484$$

Максимальний тиск згоряння, МПа:

$$P_z = \lambda \cdot P_c = 1,12 \cdot 17,206 = 12,824$$

					КРБ.6.135.4217ст3.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Розрахунок процесу розширення

Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} = \frac{0,00293}{1,12} \cdot \frac{1780,484}{949,455} = 1,713$$

Ступінь наступного розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15,5}{1,713} = 9,047$$

Середній показник політропи розширення і температура в кінці процесу розширення, К

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

$$n_2 - 1 = 0,284$$

$$n_2 = 1,284$$

$$T_b = T_z \cdot \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} = 1780,484 \cdot \frac{1}{9,047^{0,284}} = 952,159$$

Тиск в кінці процесу розширення, МПа

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} = \frac{19,27}{9,047^{1,284}} = 0,976$$

Визначення індикаторних показників

Теоретичний середній індикаторний тиск, МПа

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_{2-1}} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] =$$
$$= \frac{17,206}{15,5 - 1} \cdot \left[1,12 + (1,713 - 1) + \frac{1,12 \cdot 1,713}{0,284} \cdot \left(1 - \frac{1}{9,047^{0,284}} \right) - \frac{1}{0,361} \cdot \left(1 - \frac{1}{15,5^{0,361}} \right) \right] = 2,61$$

					КРБ.6.135.4217ст3.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

Дійсний середній індикаторний тиск, МПа

$$P_i = P' \cdot i \cdot \xi \cdot (1 - \phi_n) = 2,61 \cdot 0,98 \cdot (1 - 0) = 2,558$$

Індикаторна питома витрата палива, кг/(кВт·ч)

$$g_i = 433 \cdot \frac{P_s \cdot \eta_n}{\alpha \cdot L_0 \cdot T_s \cdot P_i} = 433 \cdot \frac{0,359 \cdot 0,895}{2,55 \cdot 0,495 \cdot 335,309 \cdot 2,558} = 0,164$$

Індикаторний ККД

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \cdot Q_n} = \frac{3600}{0,164 \cdot 42700} = 0,491$$

Визначення ефективних показників

Середній ефективний тиск, МПа

$$P_e = P_i \cdot \eta_m = 2,558 \cdot 0,93 = 2,379$$

Питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·ч)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,164}{0,93} = 0,1767$$

Ефективний ККД двигуна

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,513 \cdot 0,93 = 0,477$$

Ефективна потужність двигуна, кВт

$$N_e = 13,1 \cdot D_c^2 \cdot S_c \cdot z \cdot P_e \cdot n \cdot i = 13,1 \cdot 0,46^2 \cdot 0,6 \cdot 0,5 \cdot 2,513 \cdot 600 \cdot 8 = 10031$$

Порівняння заданої та отриманої ефективної потужності двигуна, %

$$\Delta N = \frac{N_e - N'_e}{N_e} \cdot 100 = \frac{10031 - 10000}{10031} \cdot 100 = 0,309\%$$

Похибка не перевищує допустимі 0,5 %.

Визначення дійсного π_k компресора на даному режимі роботи двигуна

Витрата повітря через компресор, кг/с

$$G = \left(\frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \right) \cdot S_c \cdot \left(\frac{P_s \cdot 10^6}{R \cdot T_s} \right) \cdot \eta_n \cdot i \cdot z \cdot \left(\frac{n}{60} \right) \cdot \phi_a =$$
$$\left(\frac{3,14 \cdot 0,43^2}{4} \right) \cdot 0,61 \cdot \left(\frac{0,359 \cdot 10^6}{287 \cdot 335,309} \right) \cdot 0,895 \cdot 9 \cdot 0,5 \cdot \left(\frac{514}{60} \right) \cdot 1,15 = 16,766$$

					КРБ.6.135.4217ст3.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

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

Витрата газів через турбіну, кг/с

$$G_t = G + g_e \cdot \frac{N_e}{3600} = 16,766 + 0,1767 \cdot \frac{10031}{3600} = 17,165$$

Тиск газу перед турбіною, МПа

$$P_t = 0,94 \cdot P_k = 0,982 \cdot 0,36 = 0,354$$

Температура газу перед турбіною, К

$$T_t = T_b \cdot \left(\frac{P_t}{P_b} \right)^{\frac{n_2-1}{n_2}} = 952,159 \cdot \left(\frac{0,354}{1,139} \right)^{\frac{1,284-1}{1,284}} = 775,93$$

Загальна кількість продуктів згоряння, кмоль

$$\begin{aligned} M_s &= \left(\frac{C}{12} \right) + \left(\frac{H}{2} \right) + [0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0] + (0,79 \cdot \alpha \cdot L_0) = \\ &= \left(\frac{0,87}{12} \right) + \left(\frac{0,126}{2} \right) + [0,21 \cdot (2,55 - 1) \cdot 14,78] + (0,79 \cdot 2,55 \cdot 14,78) = 1,294 \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} R_t &= \frac{1}{\frac{C}{12 \cdot M_s \cdot 189} + \frac{H}{2 \cdot M_s \cdot 461,6} + \frac{0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0}{M_s \cdot 259,8} + \frac{0,79 \cdot \alpha \cdot L_0}{M_s \cdot 296,8}} = \\ &= \frac{1}{\frac{0,87}{12 \cdot 1,294 \cdot 189} + \frac{0,126}{2 \cdot 1,294 \cdot 461,6} + \frac{0,21 \cdot (2,55 - 1) \cdot 14,78}{1,294 \cdot 259,8} + \frac{0,79 \cdot 2,55 \cdot 14,78}{1,294 \cdot 259,8}} = 287,51 \end{aligned}$$

Показник адіабати розширення газу у турбіні:

$$k_t = \frac{(a_{vb} + b_b \cdot T_t) + 8,314}{a_{vb} + b_b \cdot T_t} = \frac{(19,75214 + 0,002947 \cdot 775,93) + 8,314}{19,75214 + 0,002947 \cdot 775,93} = 1,377$$

Дійсний ступінь підвищення тиску в компресорі

					КРБ.6.135.4217ст3.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

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

$$= \left[1 + \frac{\left(\frac{1,377}{1,377 - 1} \right) \cdot 287,51 \cdot 775,93 \cdot \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{0,9 \cdot 0,46}{0,1013} \right)^{\frac{1,377 - 1}{1,377}}} \right] \cdot 0,95 \cdot 0,8 \cdot 17,165}{16,766 \cdot 287,546 \cdot 293 \cdot \left(\frac{1,4}{1,4 - 1} \right) \cdot \frac{1}{0,75}} \right]^{\frac{1}{0,286}} = 3,552$$

Дійсний тиск наддуву, МПа

$$P_{kd} = \pi_k \cdot P_0 = 3,552 \cdot 0,1013 = 0,3598$$

Порівняння заданого та отриманого тиску наддуву

$$\Delta P_k = \frac{P_{kd} - P_k}{P_{kd}} \cdot 100 = \frac{0,3598 - 0,36}{0,3598} \cdot 100 = -0,056\%$$

Похибка не перевищує допустимі 0,5%.

					КРБ.6.135.4217ст3.03.03.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

3.4 Побудова індикаторної діаграми

Початкові данні для розрахунку індикаторної діаграми:

Ступінь стиснення	$\epsilon=13$
Ступінь підвищення тиску при згорянні	$\lambda=1,12$
Тиск наприкінці стиснення	$P_c=10,098$ МПа
Показник політропи стиснення	$n_1=1,364$
Показник політропи розширення	$n_2=1,292$
Ступінь попереднього розширення	$\rho=1,729$
Максимальний тиск згоряння	$P_z=12,824$ МПа

Тиск стиснення:

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

Тиск розширення:

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

Розрахунки проводять у табличній формі (табл. 3.1), по ній побудована індикаторна діаграма (рис. 3.2).

Таблиця 3.1 Розрахунок процесу стиснення та розширення

V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$	V/V_c	$p_{ст}$	$p_{розш}$
1,00	12,82		7,36	0,66	1,97
1,00	10,10	12,82	7,93	0,60	1,79
1,73	4,79	12,82	8,49	0,55	1,64
2,29	3,26	8,91	9,06	0,50	1,51
2,86	2,41	6,70	9,62	0,46	1,40
3,42	1,89	5,31	10,18	0,43	1,30
3,98	1,53	4,36	10,75	0,40	1,21
4,55	1,28	3,68	11,31	0,37	1,13
5,11	1,09	3,16	11,87	0,35	1,06
5,67	0,95	2,76	12,44	0,32	1,00
6,24	0,83	2,44	13,00	0,31	0,95
6,80	0,74	2,19	13,00		0,95

p , МПа

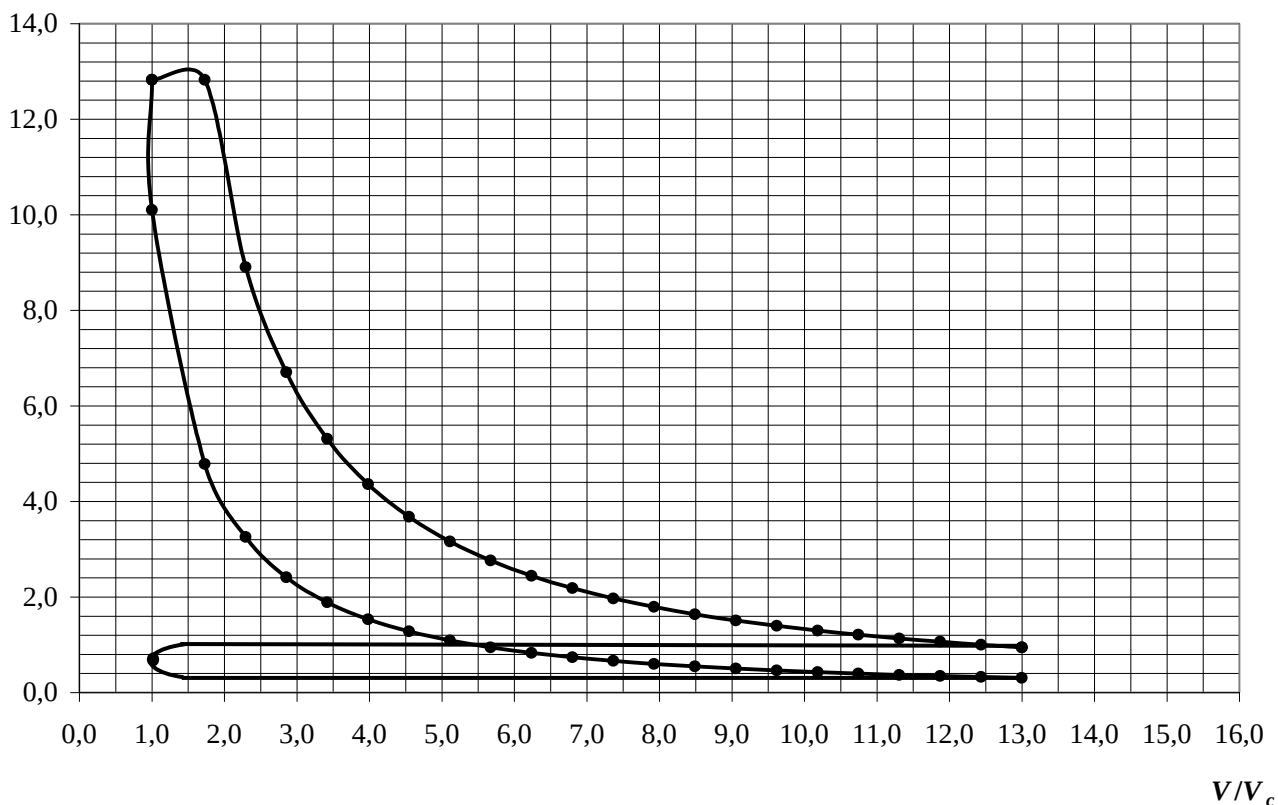


Рисунок 3.2 Індикаторна діаграма

Висновки:

1. В якості суднового двигуна обрано двигун пропульсивної установки HIMSEN 8H46/60P, що є головним для цієї СЕУ.

2. Це середньообертовий двигун з двома турбоагнітачами та рядним розташуванням 8 циліндрів, діаметром 46 см та ходом поршня 60 см. Значення літери Н – вказується виробник HYUNDAI-HIMSEN diesel engines, Р – для пропульсивних установок (Marine Propulsion System).

3. Результати розрахунків процесів циклу чотирьохтактного дизельного двигуна, а також значення показників індикаторних та ефективності, з додатковою перевіркою ступіня підвищення тиску в компресорі, дозволили побудувати індикаторну діаграму для перевірки роботи двигуна під час експлуатації.

					КРБ.6.135.4217ст3.03.04.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Розрахунок характеристик суднового котла KangRim PA04		
Студент	Турченко С.І.						
Керівник	Чердніченко О.К.						
					Лім. Арк. Аркушів 38 15 НУК		

РОЗДІЛ 4. Розрахунок характеристик суднового допоміжного котла

4.1. Загальний устрій котла

Вибір теплової схеми котельної установки та компоновальної 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 та аналізу споживачів пари на судні [1]. При цьому мають бути опрацьовані такі питання:

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

Склад котельної установки [1].

Паровий котел на рідкому паливі обслуговують наступні системи:

- паливна система (для підготовки та подачі палива на форсунки котла);
- живильна система (для підготовки та подачі води в котел);
- повітряно-газова система (для подачі повітря в топку котла та відводу з нього димових газів);
- система автоматичного регулювання та сигналізації (для регулювання живлення котла, горіння та температури перегрітої пари, захист котла);
- система продувки котла (для періодичного видалення з котла солі та шламу, що накопичуються в котловій воді);
- система вводу хімічних реагентів (для запобігання корозії та накипоутворення);

Допоміжна котельна установка виробляє пар для забезпечення:

- роботи головної енергетичної установки (підігрівники палива та масла, підігрівники кінгстонів заборотної води і.т.д.);
- роботи системи теплопостачання судна (система опалення та гарячого водопостачання, система вентиляції);
- робота системи підігріву рідких вантажів та забезпечення технологічних потреб на промислових судах.

					КРБ.6.135.4217ст3.03.04.ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для отримання насиченої пари, що використовується споживачами різного призначення (системою теплопостачання, насосами з паровим приводом, системою підігріву вантажу тощо), на сучасних суднах застосовують водотрубні та газотрубні автоматизовані котлоагрегати. Вибір марки котлоагрегата визначається необхідними паропродуктивністю і тиском пари.

Загальний вигляд котла Kangrim PA-type показано на рис.4.1.

Основні характеристики котлів типу Kangrim PA-type представлено у табл.4.1.

Особливості конструкції:

- Призначений для вирішення завдань спалювання шламу / відходів нафтопродуктів на борту суден
- Горизонтальний циліндричний котел.
- Має компактну конструкцію.
- Поставляється зі стаціонарною системою очищення від сажі.

Таблиця 4.1. Основні характеристики котлів типу Kangrim PA-type

Продуктивність, кг/год	Робочий тиск, бар	Довжина L, мм	Ширина W, мм	Висота H, мм	Вага установки, кг
1600	7	3,570	2,200	2.46	5400
2500	7	3,780	2,450	2.70	6900
3000	7	3,828	2,550	2.78	7600
4000	7	4,578	2,750	2.98	10200
5500	7	4,730	2,950	3.18	12400
6500	7	5,230	3,100	3.35	14300



Рис. 4.1. Загальний вигляд котла Kangrim PA

4.2. Вибір компоувальної схеми котла

Компоувальна схема горизонтального газотрубного котла наведена на рис. 4.2.



Рис.4.2 Компоувальна схема газотрубного котла Kangrim PA

					КРБ.6.135.4217ст3.03.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

Топковий пристрій

Котли Kangrim PA-type комплектуються топковим пристроєм Aalborg KBE (рис.4.3). Даний топковий пристрій повністю автоматизований, конструкція компактна, надійна та проста у обслуговуванні. Гранично повне згоряння палива досягається електронним керуванням та контролем співвідношення повітря та палива [7].

Aalborg KBE являє собою оптимізовану версію топкового пристрою Aalborg KB. Мала вага Aalborg KBE робить можливим кріплення його болтами або приваренням до корпусу котла.

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

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

Діапазон потужності 0.3 - 0.97 МВт, відповідна витрата палива 150 - 1300 кг/год.

					КРБ.6.135.4217ст3.03.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

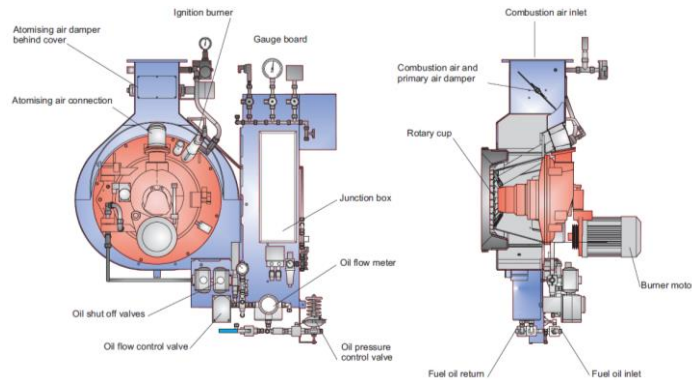


Рис.4.3. Топковий пристрій КВЕ

4.3. Розрахунок процесу горіння

Вхідні данні

Завдання на проектування					
№	Величина	Поз-на-чен-ня	Оди-ниця ви-міру	Формула або джерело	Вели-чина
1	Паропродуктивність котла	$D_{н.п}$	кг/с	задано	1,111
2	Тиск насиченої пари	P_s	МПа	задано	0,6
3	Температура насиченої пари	t_s	°C	табл. «Властивості води на лінії насичення»	164,9
4	ККД котла	η	%	задано	88
5	Температура живильної води	$t_{п.в}$	°C	задано	50
6	Температура повітря на вході до топки	$t_{х.в}$	°C	задано	45
7	Температура гарячого повітря	$t_{г.пов}$		задано	160
8	Коефіцієнт надлишку повітря	α	-	приймаємо	1,15
9	Кількість форсунок	$N_{форс}$	шт.	задано	1
10	Марка палива		-	задано	M40C

11	Нижча теп- лота згоряння палива	$Q_{н.р.}$	кДж/ кг	табл. «Характеристики палива»	39900
12	Витрата роз- пилюючої пари на фор- сунку	G_{ϕ}	кг/кг	приймаємо	0,04
13	Тиск розпи- люючої пари	p_{ϕ}	МПа	приймаємо	0,3
14	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»	86,65
		H_p	%		10,5
		S_p	%		0,5
		$N_p + O_p$	%		0,7
		A_p	%		0,15
		W_p	%		1,5
2	Теоретична кі- лькість сухого повітря	V_o	м ³ /кг	$V_o = 0,889(C_p + 0,375S_p) + 0,265H_p - 0,0333O_p$	10,60
3	Об'єм триато- мних газів	V_{RO_2}	м ³ /кг	$V_{RO_2} = 1,866 \cdot (C^P + 0,375S^P)$	1,645
4	Надлишкова кількість су- хого повітря	V_{nad}	м ³ /кг	$(\alpha - 1)V^o$	1,59
5	Теоретичний об'єм водяної пари	V_{H_2O}	м ³ /кг	$V_{H_2O} = V_{H_2O}^o + 0,0161(\alpha - 1)V^o$	1,362
6	Теоретичний об'єм водяної пари при $\alpha = 1$	V_{oH_2O}	м ³ /кг	$V_{H_2O}^o = 0,111H^P + 0,0124W^P + 0,0161V^o$	1,336
7	Теоретичний об'єм азоту при $\alpha = 1$	$V_{o.N_2}$	м ³ /кг	$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V^0$	8,379
8	Теоретичний об'єм продук- тів згоряння при $\alpha = 1$	$V_{0.g}$	м ³ /кг	$V_{RO_2} + V_{N_2}^o + V_{H_2O}$	11,39
9	Дійсний об'єм продуктів зго- ряння	V_g	м ³ /кг	$V_{RO_2} + V_{N_2}^o + V_{H_2O} + (\alpha - 1)V^o$	12,98

					КРБ.6.135.4217ст3.03.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

10	Об'ємні частки триатомних газів:	r_{RO_2}	-	$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_{\Gamma}}$	0,127
11	Об'ємні частка водяної пари	r_{H_2O}	-	$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{\Gamma}}$	0,105
12	Об'ємна частка суми триатомних газів	$r_{\text{сум}}$	-	$r_{RO_2} + r_{H_2O}$	0,232

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

Результати розрахунків наведено у таблиці 4.2.

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

Таблиця 4.2. 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	2,80	1,3	10,86	1,51	2,01	1404	1566	1777
200	1,787	2,94	1,3	10,89	1,52	2,03	2824	3173	3596
400	1,93	3,17	1,32	11,03	1,57	2,09	5743	6520	7381
600	2,04	3,36	1,34	11,23	1,61	2,16	8796	10046	11366
1000	2,2	3,62	1,39	11,66	1,72	2,30	15237	17587	19873
1400	2,31	3,81	1,43	12,02	1,83	2,44	22010	25577	28879
1800	2,39	3,93	1,47	12,31	1,92	2,57	28961	33852	38196
2200	2,45	4,03	1,5	12,53	2,0	2,67	36061	42301	47710

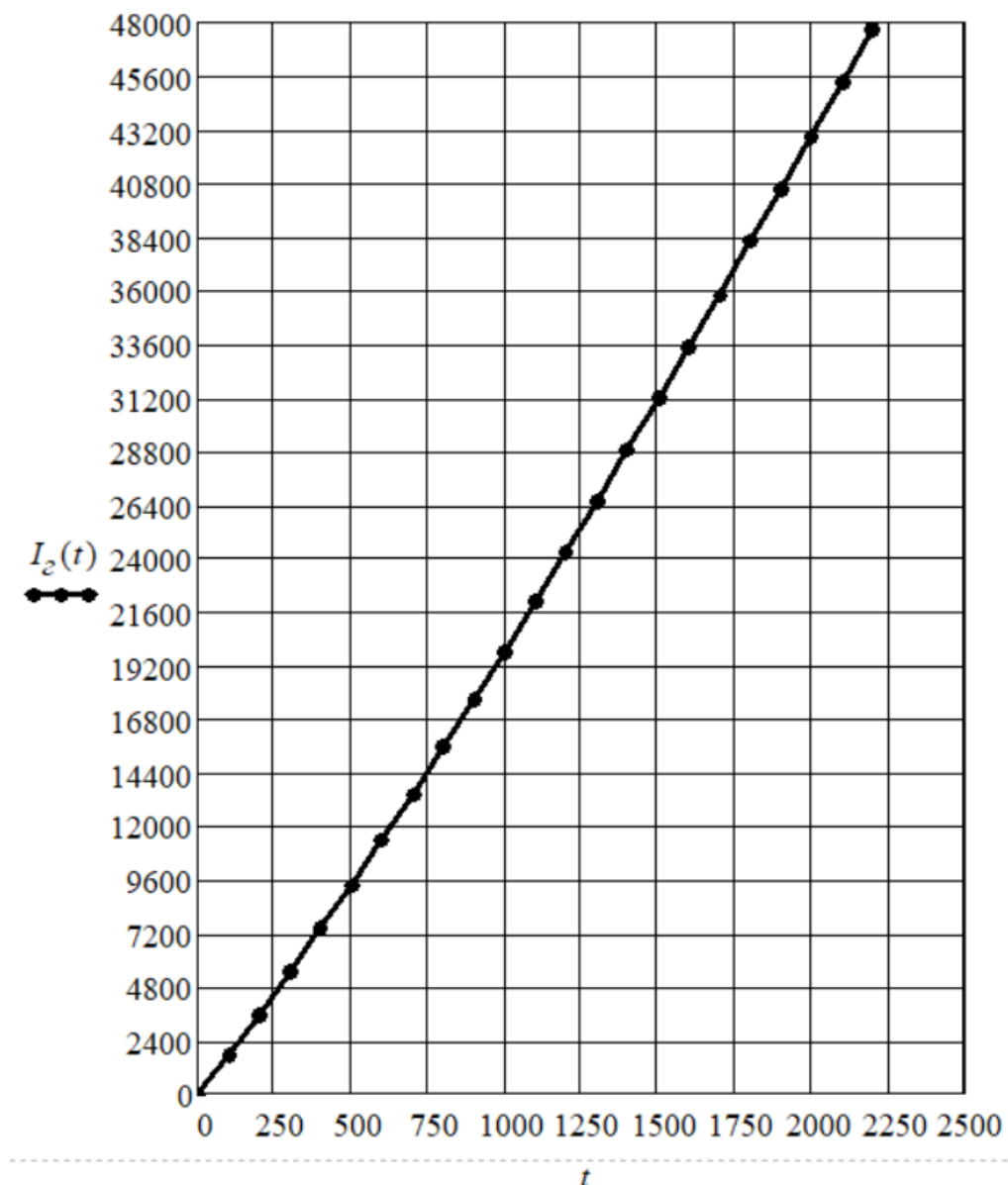


Рис.4.4 I - t діаграма продуктів згоряння

4.4 Тепловий баланс котла.

1	Температура підігріву палива	$t_{г.л}$	°C	приймаємо	115
2	Теплоємності при температурі повітря на вході в топку: Сухого повітря: водяної пари:	$C_{с.пов}$ C_{H_2O}	кДж/ м ³	[11]	1,299 1,499
3	Теплоємність палива	$C_{пал}$	кДж/ м ³ К	$c_{нал} = 1,74 + 0,0025t_{нал}$	2,03

4	Ентальпії: холодного повітря розпилюючої пари фізична тепл. пал. насиченої пари живильної води	$I_{х.пов}$ $i_{ф}$ $i_{пал}$ $i_{н.п}$ $i_{ж.в}$	кДж/к Г	$I_{х.пов} = \alpha \cdot V_0 (c_{с.пов} + 1,6c_{H_2O}d)t_{х.пов}$ табл.6.4 [11] $i_{нал} = c_{нал} \cdot t_{нал}$ табл. «Властивості води і водя- ної пари» [11] табл. «Властивості води і водя- ної пари» [11]	725,80 2725 233,2 2764 209,3
5	Теплота, що вно- ситься розпилюю- чим паром:	$Q_{ф}$	кДж/к Г	$G_{ф}(i_{ф} - 2500)$	9
6	Наявна теплота	$Q_{р.р}$	кДж/к Г	$Q_{р.р} = Q_{H.р.} + i_{нал} + Q_{ф}$	39642
7	Відносні втрати тепла: від хімічної непо- вноти згоряння: від зовнішнього охолодження: з відхідними га- зами:	q_3 q_5 q_2	%	приймаємо приймаємо $q_2 = 100 - (\eta_{котла} + q_3 + q_5)$	0,005 0,01 8,985
8	Теплові втрати з відхідними газами	Q_2	кДж/к Г	$Q_2 = \left(\frac{q_2}{100} \right) Q_{р.р}$	3858
9	Ентальпія відхід- них газів:	$I_{відх}$	кДж/к Г	$I_{відх} = Q_2 + I_{х.пов}$	4584
10	Температура відхі- дних газів:	$t_{відх}$	°С	з I - T – діаграми	248
11	Розрахункова ви- трата палива	$B_{розр}$	кг/с	$B_{розр} = \frac{D_{н.п}(i_{н.п} - i_{ж.в})}{Q_{р.р} \cdot \left(\frac{\eta_{котла}}{100} \right)}$	0,109
12	Коефіцієнт збере- ження теплоти	ϕ		$\phi = 1 - \frac{q_5}{\eta_{котла} + q_5}$	0,9999

4.5 Тепловий розрахунок топки та теплообмінних поверхонь

Дані для розрахунку теплообміну в топці та побудови компоновального ескізу

1	Теплонапряга топ- кового простору	q_v	кВт/м ³	приймаємо	2250
2	Об'єм топки	V_T	м ³	$V_T = \frac{B_{розр} Q_{р.р}}{q_v}$	2,08
3	Довжина топки	L_T	м	$L_T = A \cdot \sqrt{B_{розр}}$	4,125
4	Площа перерізу то- пки	F_T	м ²	$F_T = \frac{V_T}{L_T}$	0,50

					КРБ.6.135.4217ст3.03.04.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

5	Діаметр топки	D_T	м	$D_T = \sqrt{\frac{4V_T}{\pi L_T}}$	0,8
6	Розрахункова продуктивність однієї форсунки	$B_{\text{форс}}$	кг/с	$B_{\text{форс}} = \frac{B_{\text{розр}}}{N_{\text{форс}}}$	0,109

Побудова ескізу топки та уточнення розмірів

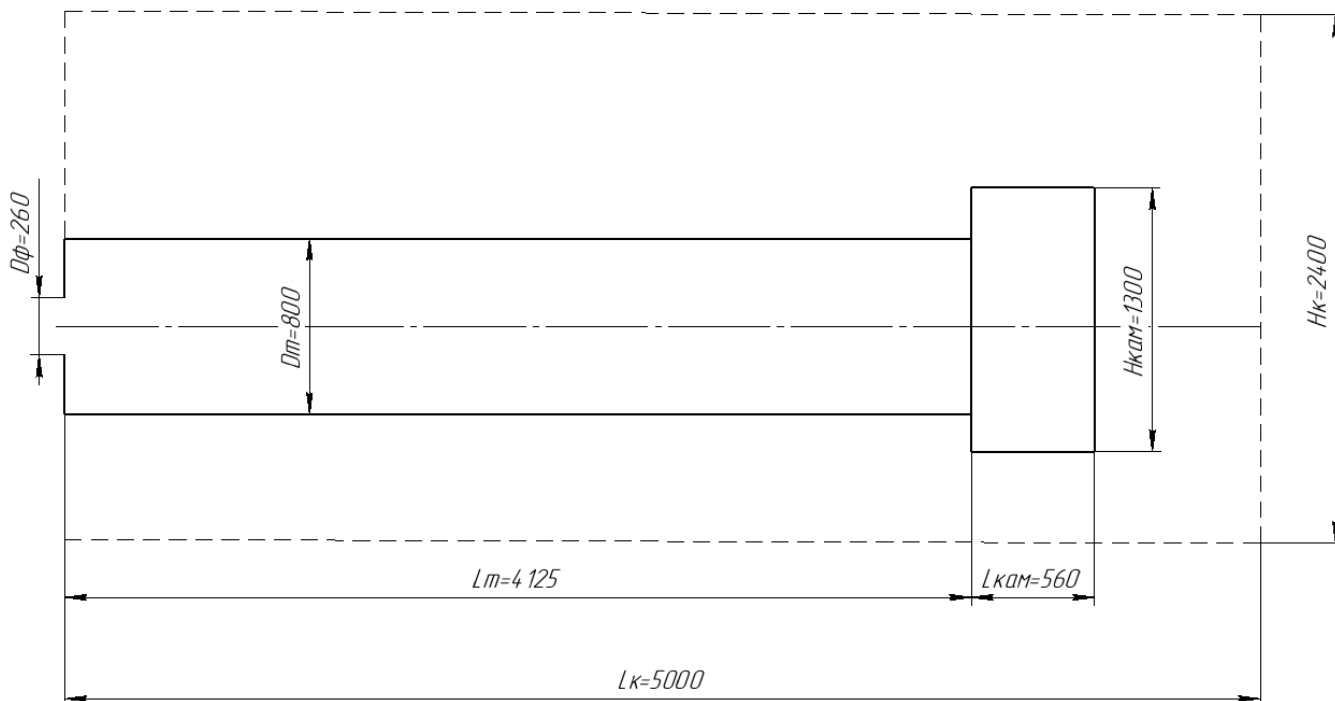


Рис.4.5. Ескіз топки

Побудова ескізу топки та уточнення розмірів					
7	Витрата повітря через отвір фурми:	V_{ϕ}	м³/с	$V_{\phi} = \frac{(\alpha V^0 B_{\text{форс}}) \cdot (t_{x.\text{нов}} + 273)}{273}$	1,55
8	Швидкість повітря через отвір фурми	ω'_{ϕ}	м/с	приймаємо	30
9	Живий перетин фурми	f'_{ϕ}	м²	$f'_{\phi} = \frac{V_{\phi}}{\omega'_{\phi}}$	0,052
10	Розрахунковий діаметр фурми	d'_{ϕ}	м	$d'_{\phi} = \sqrt{\frac{f'_{\phi}}{0,785}}$	0,2563
11	Прийнятий діаметр фурми	d_{ϕ}	м	округляємо d'_{ϕ}	0,26
12	Прийнятий перетин фурми	f_{ϕ}	м²	$f_{\phi} = 0,785 d_{\phi}^2$	0,053
13	Дійсна швидкість повітря через отвір фурми	ω_{ϕ}	м/с	$\omega_{\phi} = \frac{V_{\phi}}{f_{\phi}}$	29,16

14	Повна площа поверхні топки:	$F_{T.П}$ олн	м ²	$F_{T_ПОЛН} = 3,14D_T H_T + \frac{2 \cdot \pi \cdot D_T^2}{4}$	3,02
15	Променесприймальна площа поверхні нагріву топки	$F_{T.П}$ ром	м ²	$F_{T_ПРОМ} = \left(3,14D_T H_T - \frac{\pi d_\phi^2}{2} \right) + \frac{\pi \cdot D_T^2}{4}$	2,41
16	Ступінь екранування топки	$\phi_{топ-ки}$		$\phi_{топки} = \frac{F_{T_ПРОМ}}{F_{T_ПОЛН}}$	0,798
17	Ефективна товщина випромінюючого шару топки	$S_{топ-ки}$	м	$s_{топки} = 3,6 \frac{V_{топки}}{F_{т.полн}}$	2,48

Розрахунок теплообміну в топці:

1	Ентальпія газів при адіабатній температурі	I_a	кДж/кг	$I_a = Q_{p,p}(1 - q_3) + I_{з.лов}$	45308
2	Адіабатна температура газів	t_a	°С	з I - T – діаграми	2100
3	Адіабатна температура газів:	T_a	К	$T_a = t_a + 273$	2373
4	Температура газів на виході із топки	t'_T	°С	приймаємо	1450
5	Температура газів на виході із топки	T_T	К	$T_a = t_a + 273$	1723
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	30030
8	Середня сумарна теплоємність газів	ΣV_c	кДж/кг К	$\Sigma V_c = \frac{I_a - I'_T}{t_a - t'_T}$	23,5
9	Коефіцієнт ослаблення променів: сажистими частками: триатомними газами:	κ_c κ	1/МП а м	$\kappa_c = 0,3(2 - \alpha) \left[1,6 \cdot \left(\frac{T'_T}{1000} \right) - 0,5 \right] \cdot \frac{C_p}{H_p}$ $\kappa = \left[\left(\frac{2,47 + 5,06 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_n p_m s_{топки}}} \right) - 1 \right] \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T'_T}{1000} \right) \cdot r_n$	4,81 0,968
10	Ступінь чорноти: триатомних газів: випромінюючого полум'я:	a_T $a_{св}$		$a_T = 1 - e^{-k \cdot p_m \cdot s_{топки}}$ $a_{св} = 1 - e^{-(k + \kappa_c) \cdot p_m \cdot s_{топки}}$	0,213 0,761
11	Коефіцієнт усереднення (приймаємо) $q_{топки.квт} < 400 \text{ кВт/м}^2$: $q_{топки.квт} > 1160 \text{ кВт/м}^2$:	m		0,55	1,0

	для проміжних значень по ф-лі:			$m = 0,308 + 0,595q_{\text{топки.квт}} \cdot 10^{-3}$	
12	Ефективність ступеня чорноти факела:	a_ϕ		$a_\phi = m \cdot a_{\text{св}} + (1 + m) \cdot a_T$	1,188
13	Коеф. забруднення екранних труб:	ξ		приймаємо	0,4
14	Ступінь чорноти топки:	a_T		$a_m = \frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi) \cdot \xi \cdot \phi_{\text{топки}}}$	1,05
15	Критерій Больцмана:	Bo		$Bo = \frac{\phi B_{\text{розр}} \sum V_C}{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \xi F_{\text{т.пром}} T_a^3}$	3,51
16	Температура газів на виході з топки: безрозмірна у числовому вигляді:	Θ t_T	$^{\circ}\text{C}$	$\Theta = \frac{Bo^{0,6}}{0,69a_m^{0,6} + 1,03Bo^{0,6}}$ $t_T = \Theta T_a - 273$	0,732 1465
17	Розрахункова ентальпія газів на виході із топки:	I_T	кДж/кг	з I-T – діаграми	30376
18	Теплова потужність променесприймаючої поверхні топки:	$Q_{\text{л}}$	кВт	$Q_{\text{л}} = \phi(I_a - I_T)B_{\text{розр}}$	1626,8
19	Похибка(не повинна перевищувати 5 %)		$^{\circ}\text{C}$	$t_T - t_T$	-15

Тепловий розрахунок конвективних поверхонь нагріву.

Конструктивний розрахунок конвективного притопкового пучка:					
1	Внутрішній діаметр труб	d	м	приймаємо	0,029
2	Крок труб : поперечний: поздовжній:	s_1 s_2	м	приймаємо	0,055 0,051
3	Повна довжина труб димогарного пучка труб	l	м	Приймаємо з ескізу	4,125
4	Кількість рядів труб	z_1		$\frac{H_T}{S_1}$	75
5	Теплова потужність паротвірного пучка:	$Q_{\text{п}}$	кВт	$Q_n = D_{\text{н.п}} \cdot (i_{\text{н.п}} - i_{\text{ж.с}}) - Q_{\text{л}}$	2631
6	Середня температура газів в пучку:	$t_{\text{п}}$	$^{\circ}\text{C}$ К	$t_n = \frac{t_{\text{сидх}} + t_T}{2}$	856 1129
7	Середня швидкість газів в пучку:	$\omega_{\text{г}}$	м/с	$B_{\text{розр}} \cdot V_{\text{г}} \frac{T_{\text{п}}}{273F_{\text{г}}}$	1,86

8	Коефіцієнт тепло- провідності газів:	λ_{Γ}	Вт/м К	табл. «Теплофізичні властиво- сті димових газів»	0,096
9	Коеф. кінематич- ної вязкості газів:	ν_{Γ}	м ² /с	табл. «Теплофізичні властиво- сті димових газів»	$14,3 \cdot 10^{-5}$
10	Критерій Прандтля газів:	Pr_{Γ}		табл. «Теплофізичні властиво- сті димових газів»	0,594
11	Коефіцієнт тепло- віддачі конвекцією	α_{κ}	Вт/м ² К	$\alpha_{\kappa} = \left(\frac{\lambda_2}{d}\right) \cdot \left(\frac{\omega_2 d}{\nu_2}\right)^{0.6} \cdot Pr_z^{0.33} C_z C_s$, де $\sigma_1 = \frac{s_1}{d}$ $\sigma_2 = \frac{s_2}{d}$ $\phi_{\sigma} = \frac{(\sigma_1 - 1)}{(\sigma_2 - 1)} = 1$ $C_s = 0,34 \cdot \phi_{\sigma}^{0.1} = 0.33$	34,02
12	Густина теплового потoku поверхні нагріву пучка:	q_{Π}	Вт/м ²	приймаємо	20000
13	Коеф. забруднення труб пучка	ε	м ² /К Вт	приймаємо [11]	8×10^{-3}
14	Температура зов- нішньої поверхні забруднюючого шару:	$t_{забр}$	°С	$t_{забр} = t_s + \varepsilon \cdot q_n$	324,9
15	Температура зов- нішньої поверхні забрудн.шару:	$T_{забр}$	К	$T_{забр} = t_{забр} + 273$	597,9
16	Ефективна тов- щина випроміню- ючого шару	s_{ef}	м	$s_{ef} = 0,9d \left[\left(\frac{4s_1 s_2}{\pi d^2} \right) - 1 \right]$	0,0826
17	Коефіцієнт ослаб- лення променів триатомними га- зами:	κ_{Π}	1/МП а м	$k_n = \left[\left(\frac{2,47 + 5,06 \cdot r_{H_2O}}{r_n p_m s_{монки}} \right) - 1 \right] \cdot \left(1 - 0,37 \frac{T_n}{1000} \right) \cdot r_n$	1,555
18	Ступінь чорноти триатомних газів:	$a_{\Gamma,\Pi}$		$a_{z,n} = 1 - e^{-k_n \cdot p_m \cdot s_{монки}}$	0,32
19	Коефіцієнт тепло- віддачі: випромінюванням триатомних газів: від газів до стінки :	α_{λ} α_1	Вт/м ² К	$\alpha_{\lambda} = 5,1 \cdot 10^{-8} a_{z,n} T_n^3 \frac{1 - \left(\frac{T_{забр}}{T_n} \right)^{3,6}}{1 - \frac{T_{забр}}{T_n}}$ $\alpha_1 = \alpha_{\lambda} + \alpha_{\kappa}$	44,83 78,84
20	Коефіцієнт тепло- вої ефективності:	ψ		приймаємо [12]	0.6
21	Коефіцієнт тепло- передачі:	k	Вт/м ² К	$k = \psi(\alpha_{\lambda} + \alpha_{\kappa})$	47,3

22	Температурний напор:	Δt	$^{\circ}\text{C}$	$\Delta t = \frac{t_T - t_{\text{сид}x}}{\frac{\ln(t_T - t_s)}{\ln(t_{\text{сид}x} - t_s)}}$	748,8
23	Розрахункова поверхня нагріву паротвірного пучка:	$H_{\text{п}}$	м^2	$H_n = Q_n \frac{10^3}{k \cdot \Delta t}$	74,3
24	Поверхня нагріву одного ряду:	H_p	м^2	$H_p = \pi \cdot d \cdot l \cdot z_1$	28,2
25	Розрахункова кількість труб у стовпці:	Z_2	шт	$z = \frac{H_n}{H_p}$	3
26	Прийнята кількість труб у пучку:	$Z_{\text{пр}}$	шт	$z_{\text{np}} = z_2 \cdot z_1$	225
27	Прийнята поверхня нагріву притопкового пучка:	$H_{\text{п.пр}}$	м^2	$H_{\text{n.пр}} = \pi \cdot d \cdot l \cdot z_{\text{np}}$	84,56

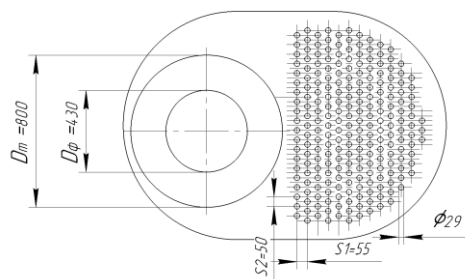


Рис. 4.6. Ескіз газоходу з компоновкою трубного пучка

Висновки:

1. Допоміжний котел PA-type фірми Kangrim є вертикальним газотрубним котлом з нижнім розташуванням топки та шаховим розташування теплообмінної поверхні з повздовжнім $s_1 = 0,055$ та поперечним $s_2 = 0,051$ м кроком труб.
2. Основні габаритні данні по топці: об'єм – $2,08 \text{ м}^3$, площа перерізу – $0,5 \text{ м}^2$, діаметр – $0,8 \text{ м}$, висота – $0,56 \text{ м}$.
3. Основні компоувальні данні по конвективному притопковому пучку нагріву, що складається з 225 труб: внутрішнім діаметром – $0,029 \text{ м}$, довжиною – $4,125 \text{ м}$, кількістю рядів труб у пучку – 75.

					КРБ.6.135.4217ст3.03.05.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Визначення характеристик загальноосуднової системи - осушувальної	Літ.	Арк.
Студент	Турченко С.І.						Аркуші
Керівник	Чердніченко О.К.					56	16
						НУК	

РОЗДІЛ 5 Визначення характеристик загальносуднової системи

5.1 Розробка розгорнутої принципової схеми

Вимоги Регістра, що пред'являються до системи.

Осушувальна система служить для періодичного видалення за борт води, яка збирається в спеціальних збірних колодязях машинного відділення через витоки з сальників насосів та арматури, нещільностей трубопроводів та ін. Лляльні води можуть бути забруднені нафтопродуктами, тому вони відносяться до розряду нафтовмісних і викачка їх за борт проводиться відповідно до вимог Міжнародної Конвенції по запобіганню забруднення моря з суден МАРПОЛ 73/78 до Додатків. [12]. Для осушувальної системи враховуються вимоги Морського Регістру судноплавства частина VIII «Системи і трубопроводи». [5]

Розробка розгорнутої принципової схеми

На судні осушувальна система виконана по централізованому принципу, укомплектована двома механічними відцентровими насосами автономної дії, які також виконують функцію баластних насосів. В разі аварійної ситуації насоси можуть дублюватись пожежними насосами. Осушна система видаляє надлишок води прямо за борт, але за правилами скидання забруднюючих вод в морі, всі льяльні та трюмні води з вмістом нафтопродуктів накопичуються в спеціальній донній цистерні. Заповнена цистерна спускається за допомогою портових приємних систем, або сепарується та очищується силами суднових систем. Очищена вода скидається за борт.

Осушна система повністю контролюється з машинного відділення, за допомогою централізованих незворотньо-запірних коробок на двох напрямках магістралей (в ніс та в корму). Осушна система в трюмі обладнана сітчастими приймачами для запобігання засміченню трубопроводів. Трубопроводи з'єднуються з допомогою приварних фланців.

5.2 Гідравлічний розрахунок системи [5,13]

Вибір та обґрунтування розрахункових параметрів.

Визначаємо внутрішній діаметр всмоктуючої магістралі і відгалужень.

$$d_m = 1,68\sqrt{L(B + D)} + 25 = 1,68\sqrt{170 \cdot (26 + 14,45)} + 25 = 184 \text{ мм}$$

де L,B,D – довжина, ширина і висота борту судна, відповідно.

					КРБ.6.135.4217ст3.03.05.ПЗ	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Діаметр відгалужень у вантажних трюмах:

$$d_B = 2,15\sqrt{l(B + D)} + 25 = 2,15\sqrt{12,67 \cdot (26 + 14,45)} + 25 = 83 \text{ мм}$$

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

Приймаємо внутрішній діаметр труби всмоктуючої магістралі 200 мм, [4].

Діаметр труби відгалужень – внутрішній 100мм, [4].

Розраховуємо сумарну подачу осушних насосів:

$$\sum Q_{oc} = \frac{\pi d_M^2}{4} v_B = \frac{3,14 \cdot 0,0361}{4} 2,0 \cdot 3600 = 226 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

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

Розрахуємо діаметр напірної магістралі

$$d_n = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{oc}}{\pi \cdot v_n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0628}{3,14 \cdot 2,5}} = 179 \text{ мм}$$

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

Приймаємо внутрішній діаметр труби напірної магістралі 200 мм.

Для гідравлічного розрахунку виберемо найдовший трубопровід осушної системи. Поділивши його на участки для розрахунку опору на лінії всмоктування насоса, визначивши приблизну довжину.

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

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

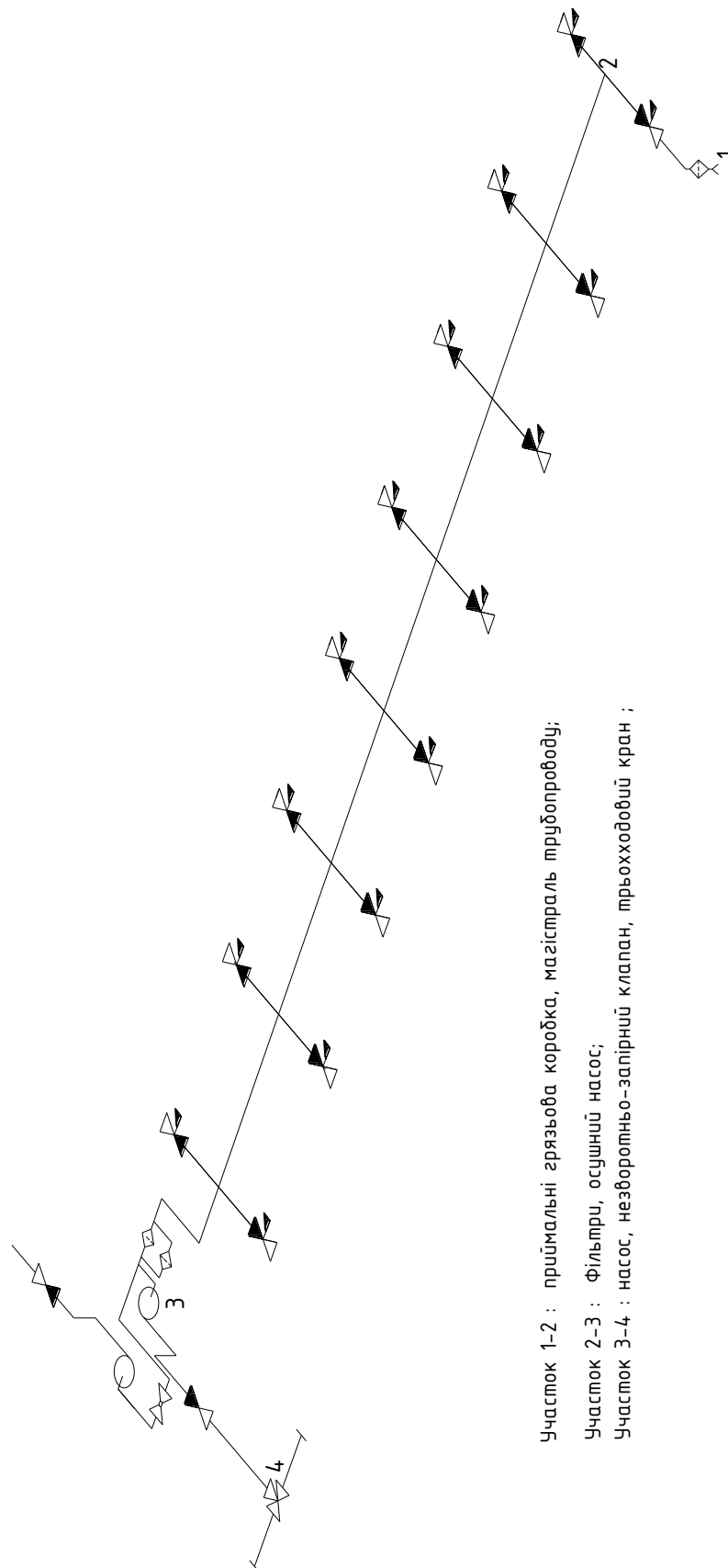
$$l_{1-2} = 130 \text{ м} \quad l_{2-3} = 12 \quad l_{3-4} = 7,5 \text{ м}$$

Розрахунки наведені в табличній формі (таб.5.1):

Таблиця. 5.1 Розрахунки місцевого опору системи.

Участки	Коефіцієнт місцевого опору ξ					$\Sigma \xi$
	Приймальна сітка	Коліно, трійник з відгалудженнями	Клапан незворотній	Фільтри	Кран трьохходовий	
1-2	0,70	0,10	1,25	-	-	0,80
2-3	-	1,28	-	0,70	-	1,98
3-4	-	0,58	1,25	-	5,50	7,33

					КРБ.6.135.4217ст3.03.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57



Участок 1-2 : приймальні грязьова коробка, магістраль трубопроводу;
 Участок 2-3 : фільтри, осушувач насос;
 Участок 3-4 : насос, незворотньо-запірний клапан, трьохходовий кран ;

Рис. 5.1. Аксонометрична розрахункова схема трубопроводу

Таблиця 5.2 Номінальний режим роботи системи.

Номінальний режим				
Параметри	Розрахункова формула	Ділянка		
		1-2	2-3	3-4
Подача, $Q, \text{м}^3/\text{с}$	$\frac{\pi \cdot d^2 \cdot v}{4}$	0,02	0,06	0,08
Температура, $T, ^\circ \text{C}$		20	20	20
Густина води, $\rho, \text{кг}/\text{м}^3$		1025	1025	1025
Кінематична в'язкість, $\nu, \text{м}^2/\text{с}$	При $t 20^\circ \text{C}$ -20% вміст солей по масі	1,032	1,032	1,032
Діаметр труби, $d, \text{м}$		0,1	0,2	0,2
Різниця довжин вертикальних ділянок, ΔZ	$Z_i - Z_{i-1}$	0,5	0	1
Статична складова напору, $H_{\text{ст}}, \text{м.вод.ст.}$	$\Delta Z \rho g 10^{-3}$	5,03	0,00	10,06
Довжина ділянки, $L, \text{м}$		130	12	7,5
Абсолютна шорсткість, $\Delta, \text{мм}$		0,05	0,05	0,05
Швидкість, $v, \text{м}/\text{с}$	$\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}$	2,00	2,00	2,50
Число Рейнольдса, Re	$\frac{\omega \cdot d}{\nu}$	193798	387596	484496
Коефіцієнт гідравлічного тертя, λ	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,07	0,06	0,06
Коефіцієнти місцевих опорів, $\sum \xi$		0,80	1,98	7,33
Місцеві втрати напору, $H_{\text{мест}}, \text{м.вод.ст.}$	$\sum \xi \cdot \frac{\omega^2 \cdot \rho}{2 \cdot g} \cdot 10^{-3}$	0,17	0,41	2,39
Втрати напору на тертя, $H_{\text{тр}}, \text{м.вод.ст.}$	$\lambda \cdot \frac{l \cdot \omega^2 \cdot \rho}{2 \cdot g \cdot d} \cdot 10^{-3}$	19,98	0,78	0,76
Сумарні втрати напору на ділянці, $H_{\text{сум}}, \text{м.вод.ст.}$	$H_{\text{тер}} + H_{\text{м}} + H_{\text{ст}}$	25,17	1,19	13,21

Сумарні витрати по всій системі на номінальному режимі складають:

$$H_{\text{сум}} = 39,57 \text{ м.вод.ст}$$

Таблиця 5.3 Режим роботи системи 80% від номінального.

80% від номінального режиму				
Параметри	Розрахункова формула	Ділянка		
		1-2	2-3	3-4
Подача, Q, м ³ /с	$\frac{\pi \cdot d^2 \cdot v}{4}$	0,02	0,05	0,06
Температура, T, °C		5	5	5
Густина води, ρ, кг/м ³		1025	1025	1025
Кінематична в'язкість, ν, м ² /с	При t 20°C -20% вміст солей по масі	1,032	1,032	1,032
Діаметр труби, d, м		0,1	0,2	0,2
Різниця довжин вертикальних ділянок, ΔZ	$Z_i - Z_{i-1}$	0,5	0	1
Статична складова напору, Н _{ст} , м.вод.ст.	$\Delta Z \rho g 10^{-3}$	5,03	0,00	10,06
Довжина ділянки, L, м		130	12	7,5
Абсолютна шорсткість, Δ, мм		0,05	0,05	0,05
Швидкість, v, м/с	$\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}$	2,04	1,53	2,04
Число Рейнольдса, Re	$\frac{\omega \cdot d}{\nu}$	197501	296252	395003
Коефіцієнт гідравлічного тертя, λ	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,07	0,06	0,06
Коефіцієнти місцевих опорів, Σξ		0,80	1,98	
Місцеві втрати напору, Н _{мест} , м.вод.ст.	$\Sigma \xi \cdot \frac{\omega^2 \cdot \rho}{2 \cdot g} \cdot 10^{-3}$	0,17	0,24	0,00
Втрати напору на тертя, Н _{тр} , м.вод.ст.	$\lambda \cdot \frac{l \cdot \omega^2 \cdot \rho}{2 \cdot g \cdot d} \cdot 10^{-3}$	20,75	0,45	0,50
Сумарні втрати напору на ділянці, Н _{сум} , м.вод.ст.	$H_{тер} + H_m + H_{ст}$	25,95	0,69	10,56

Сумарні витрати по всій системі на режимі 80 % відномінального складають:

$$H_{сум} = 37,20 \text{ м.вод.ст.}$$

Таблиця 5.4 Режим роботи системи 120% від номінального.

120% від номінального режиму				
Параметри	Розрахункова формула	Ділянка		
		1-2	2-3	3-4
Подача, Q, м³/с	$\frac{\pi \cdot d^2 \cdot v}{4}$	0,02	0,07	0,10
Температура, T, °C		20	20	20
Густина води, ρ, кг/м³		1025	1025	1025
Кінематична в'язкість, ν, м²/с	При t 20°C -20% вміст солей по масі	1,032	1,032	1,032
Діаметр труби, d, м		0,1	0,2	0,2
Різниця довжин вертикальних ділянок, ΔZ	$Z_i - Z_{i-1}$	0,5	0	1
Статична складова напору, Н _{ст} , м.вод.ст.	$\Delta Z \rho g 10^{-3}$	5,03	0,00	10,06
Довжина ділянки, L, м		130	12	7,5
Абсолютна шорсткість, Δ, мм		0,05	0,05	0,05
Швидкість, v, м/с	$\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}$	3,06	2,29	3,06
Число Рейнольдса, Re	$\frac{\omega \cdot d}{\nu}$	296252	444378	592504
Коефіцієнт гідравлічного тертя, λ	$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	0,07	0,06	0,06
Коефіцієнти місцевих опорів, Σξ		0,80	1,98	7,33
Місцеві втрати напору, Н _{мест} , м.вод.ст.	$\Sigma \xi \cdot \frac{\omega^2 \cdot \rho}{2 \cdot g} \cdot 10^{-3}$	0,39	0,54	3,58
Втрати напору на тертя, Н _{тр} , м.вод.ст.	$\lambda \cdot \frac{l \cdot \omega^2 \cdot \rho}{2 \cdot g \cdot d} \cdot 10^{-3}$	46,68	1,02	1,13
Сумарні втрати напору на ділянці, Н _{сум} , м.вод.ст.	$H_{тер} + H_m + H_{ст}$	52,10	1,56	14,77

Сумарні витрати по всій системі на режимі 120 % відномінального складають:

$$H_{сум} = 68,4 \text{ м.вод.ст}$$

Згідно розрахункових даних один осушувальний насос повинен мати продуктивність 150 м³/год, напор повинен становити не нижче 40 м. вод. Ст.

					КРБ.6.135.4217ст3.03.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

5.3 Комплектація системи основним обладнанням, розрахунок на міцність трубопроводу

Побудова суміщених характеристик трубопроводів та нагнітачів.

Згідно гідравлічного розрахунку обираємо два насоса марки ЦН160/112а з такими характеристиками [14]:

Подача $Q = 150 \text{ м}^3/\text{год}$

Напір $H = 80 \text{ м.вод.ст.}$

Частота обертання $n = 2900 \text{ об/хв}$

Потужність $N = 11 \text{ кВт}$

Габаритні розміри: $L = 1850\text{мм}$; $B = 820\text{мм}$; $H = 885\text{мм}$

Вага 960 кг

Насос відцентровий горизонтальний секційний з осьовим всмоктувальним і вертикальним напірним патрубками. В якості компенсатора осьового зсуву застосована гідроопора з релітовими кільцями. Опорами служать вбудовані підшипники ковзання. Використання для підшипників ковзання керамічного матеріалу дозволяє застосовувати в якості мастила робочу рідину. Висока зносостійкість матеріалу забезпечує надійну роботу опорного вузла при підвищеному вмісті твердих включень у перекачувальному середовищі.

Ущільнення валу - торцевого типу. Конструкція насоса забезпечує високу всмоктувальну здатність.

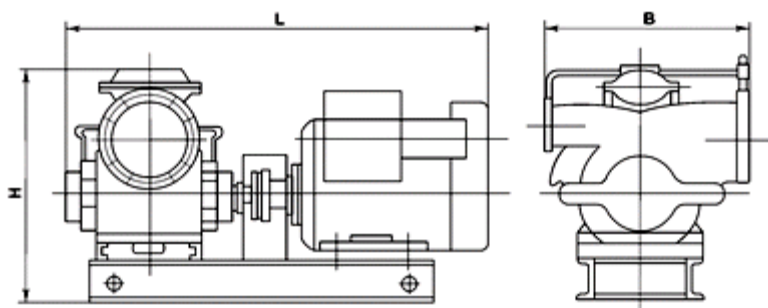


Рис 5.2. Загальний вигляд насоса ЦН160/112а

Розрахунок дросельної шайби

Опір дросельної шайби

$$\Delta p_{ш} = 4,5 \text{ кг/см}^2$$

$$d_{тр} = 0,200 \text{ м}$$

					КРБ.6.135.4217ст3.03.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

$$S_{ш} = \frac{2 \cdot g \cdot \Delta p_{ш}}{v^2 \cdot \gamma} = \frac{2 \cdot 9,81 \cdot 4,5}{1,3^2 \cdot 1,032} = 50,7$$

Де, $\gamma = 1,032 \text{ кг/м}^3$.

Швидкість визначається:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{тр}^2 \cdot \lambda} = \frac{4 \cdot 0,042}{3,14 \cdot 0,200^2 \cdot 1,032} = 1,3$$

$$\frac{F_{от}}{F_{тр}} = 0,3$$

звідки $\frac{\frac{\pi d_{от}^2}{4}}{\frac{\pi d_{тр}^2}{4}} = 0,3$ тоді, $\frac{\pi d_{от}^2}{4} \cdot \frac{4}{\pi d_{тр}^2} = 0,3$

$$\frac{d_{от}^2}{d_{тр}^2} = 0,3$$

$$D_{от} = \sqrt{D_{тр}^2 \cdot 0,3} = \sqrt{0,200^2 \cdot 0,3} = 0,11$$

Діаметр отвору дросельної шайби приймаємо 110 мм.

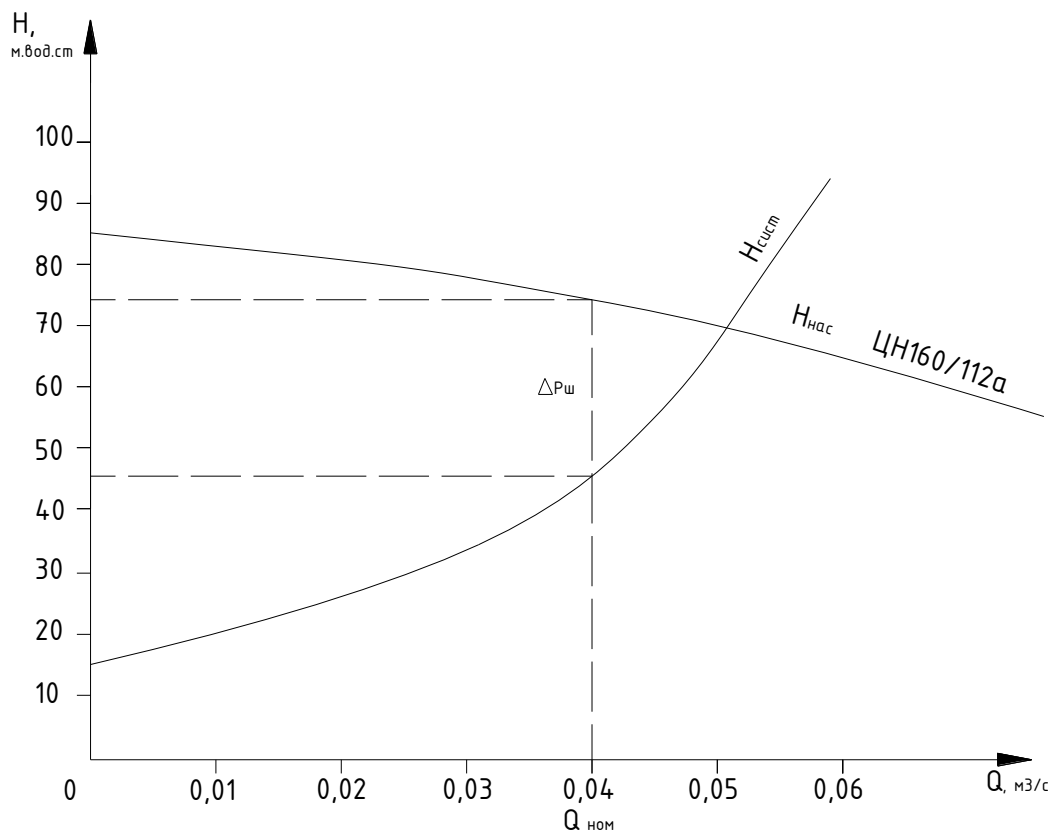


Рис 5.3. Графік сумісної напірно-видаткової характеристики насоса і трубопроводу системи.

У системі використано приймальні сітки, дистанційні незворотньо- запірні клапани, запірний клапан з ручним приводом, трьохходовий кран, незворотньо-запірний бортовий клапан. Загальний вид незворотньо-запірного клапана:

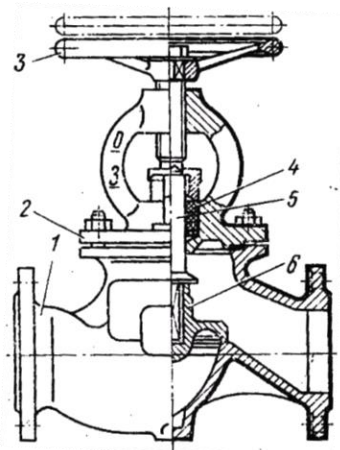


Рис 5.4. Незворотньо-запірний клапан

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

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

Окрім клапанів з ручним приводом в системі встановлені незворотньо-запірний клапан з гідроприводом. Клапана швидкої дії перекривається за рахунок подачі рідини в мембранну порожнину, що призводить до натискання на шпindel і тарілку клапана. Керування повністю дистанційне, клапан встановлений перед приймальною сіткою в осушній стічній шахті кожного трюму. Таке розташування дає змогу осушати кожен відсік окремо.

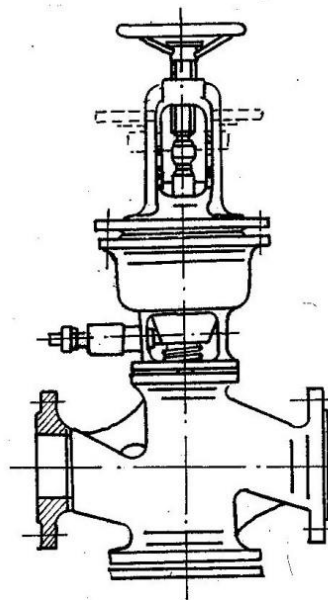


Рис 5.5. Клапан швидкої дії з гідроприводом.

Приймачі складаються з двох половин і закріплюються на трубі за допомогою двох болтів 2 та гайок. Сітки мають отвори діаметром 8 мм при загальній площі їх не менше подвійної площі прохідного перерізу приймального відгалуження.

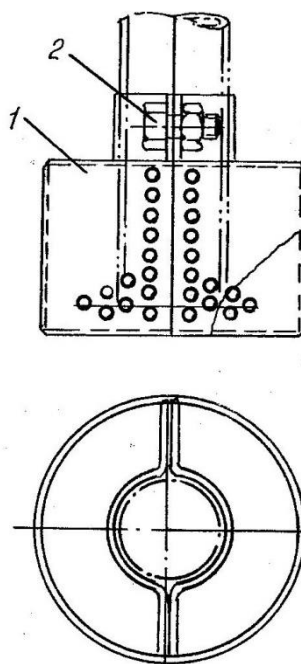


Рис 5.6. Брудозахисні елементи (приймачі) осушної системи.

1-сітка; 2- кріплення;

					КРБ.6.135.4217ст3.03.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

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

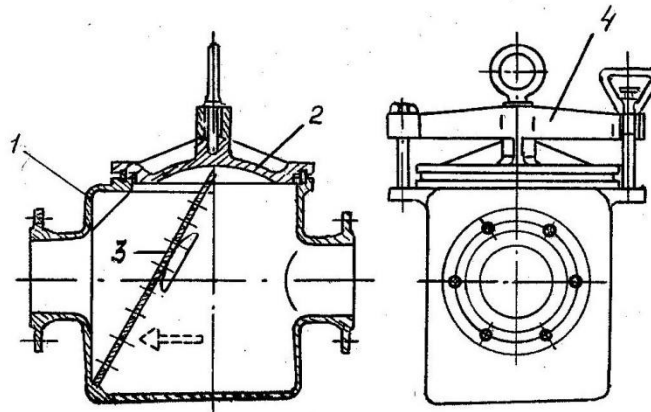


Рис 5.7. Коробка грязьова прохідна з нахиленою сіткою.

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

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

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

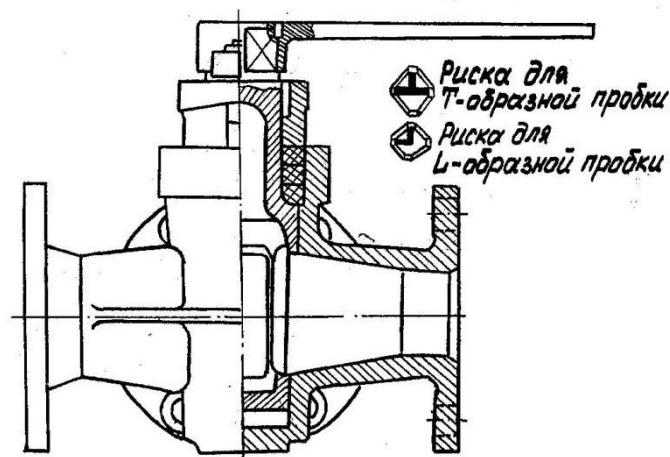


Рис. 5.8 Кран трьохходовий сальниковий фланцевий.

					КРБ.6.135.4217ст3.03.05.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

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

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

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

Розрахунок трубопроводу на міцність

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

$$S = \frac{S_0 + d + c}{1 - \left(\frac{a}{100}\right)} = \frac{0,005 + 0,219 + 3}{1} = 3,2 \text{ мм}$$

$$\text{де } S_0 = \frac{dp}{2\sigma\phi + p} = \frac{0,219 \cdot 0,4}{2 \cdot 7,6 \cdot 1 + 0,4} = 0,005$$

S_0 – теоретична товщина стінки, мм

$d = 0,219$ - зовнішній діаметр труби, м

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

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

h - надбавка, що враховує фактичне потовщення труби при згині

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

$c = 3$ - надбавка на корозію, мм

a - мінусовий виробничий допуск на товщину труби

					КРБ.6.135.4217ст3.03.05.ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

Визначаємо по формулі:

$$b = 0,4 S_0 \frac{R}{a} = 0,4 \cdot 0,005 \cdot 2,5 = 0,005$$

$$R = 2,5 d_3 = 2,5 \cdot 219 = 548 \text{ мм}$$

де, R - середній радіус прогину труби, мм

Розрахункова товщина стінки труби всмоктуючого трубопроводу становить $S = 3,2$ мм; Стандартний зовнішній діаметр безшовної труби встановленої на вимотуючій магістралі осушної системи становить 219 мм, товщина стінки 4 мм; Виходячи з розрахункових показників міцність забезпечена.

Висновки:

1. В розділі виконані роботи пов'язані з проектуванням осушувальної системи вантажних приміщеннях з урахуванням, що автомобільний транспорт у звичайних стандартних умовах не має протікань пального та масла, тому вода може видалятися за борт після проведення аналізу вмісту нафтових часток без додаткової обробки.

2. Основними елементами системи є відцентровий насос, що забезпечує подачу $150 \text{ м}^3/\text{год}$ та напір 80 м.вод.ст.; магістральні трубопроводи діаметром 219 мм та товщиною стінки 9,5 мм, діаметри відгалужень до вантажних приміщень у трімаж - 100 мм. Для суміщення характеристик системи та насосу встановлено дросельну шайбу діаметром 110 мм на всмоктувальний трубопровід.

					КРБ.6.135.4217ст3.03.05.ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

					КРБ.6.135.4217ст3.03.06.ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
					Охорона праці в машинному відділенні судна	Літ.	Арк.
Студент	Турченко С.І.						Аркуші
Керівник	Чердніченко О.К.					69	4
						НУК	

РОЗДІЛ 6 Охорона праці в машинному відділенні

6.1 Джерела шуму і вібрації на судні та засоби їх зниження [12,15,16]

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

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

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

Поширення структурного шуму відбувається через фундаменти і різні 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

					КРБ.6.135.4217ст3.03.06.ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

механізми, вантажні крани, удари хвиль і льоду об корпус судна, звукові сигнали і т.п.

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

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

Боротьба з шумом ведеться у двох напрямках - зниження шуму в самому джерелі і ослаблення звукової енергії, що розповсюджується по повітрю і 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.

6.2. Негативний вплив електричного струму на людину

Протікання струму через тіло людини супроводжується термічним, електролітичним та біологічним ефектами.

Термічна дія струму полягає в нагріванні тканин, випаровуванні вологи тощо, що викликає опіки, обуглювання тканин та їх розриви парою. Тяжкість термічної дії струму залежить від величини струму, опору проходженню струму та часу проходження. При короткочасній дії струму термічна складова може бути визначальною в характері і тяжкості ураження.

Електролітична дія струму проявляється в розкладі органічної речовини (її електролізі), в тому числі і крові, що приводить до зміни їх фізико-хімічних і біохімічних властивостей. Останнє, в свою чергу, призводить до порушення біохімічних процесів в тканинах і органах, які є основою забезпечення життєдіяльності організму.

					КРБ.6.135.4217ст3.03.06.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

Біологічна дія струму проявляється у подразненні і збуренні живих тканин організму, в тому числі і на клітинному рівні. При цьому порушуються внутрішні біоелектричні процеси, що протікають в нормально функціонуючому організмі і пов'язані з його життєвими функціями. Збурення, спричинене подразнюючою дією струму, може проявлятися у вигляді мимовільного непередбачуваного скорочення м'язів. Це так звана пряма або безпосередня збурююча дія струму на тканини, по яких він протікає. Разом з цим збурююча дія струму на тканини може бути і непрямою, а рефлекторною - через центральну нервову систему. Механізм такої дії полягає в тому, що збурення рецепторів (периферійних органів центральної нервової системи) під дією електричного струму передається центральній нервовій системі, яка перероблює цю інформацію і видає команди щодо нормалізації процесів життєдіяльності у відповідних тканинах і органах. При перевантаженні центральної нервової системи інформацією (збуренням клітин і рецепторів) центральна нервова система може видавати недоцільну, неадекватну інформації, виконавчу команду. Останнє може привести до серйозних порушень діяльності життєво важливих органів, в тому числі серця та легені, навіть коли ці органи не лежать на шляху струму.

Крім відзначеного, протікання струму через організм негативно впливає на поле біопотенціалів в організмі. Зовнішній струм, взаємодіючи з біострумами, може порушити нормальний характер дії біострумів на тканини і органи людини, подавити біоструми і, тим самим, викликати специфічні розлади в організмі.

Висновок. Було проаналізовано та описано джерела шуму і вібрації на судні та засоби їх зниження, а також негативний вплив електричного струму на людину.

					КРБ.6.135.4217ст3.03.06.ПЗ	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

Під час виконання кваліфікаційної роботи були розглянуті головні елементи суднової енергетичної установки порому ропаксу QUEEN JENUVIA та її складові.

Розраховано потоки теплоти в СЕУ для ходового режиму та режиму стоянки без вантажних операцій, аналіз яких показав, що можна утилізувати теплоту вторинних енергетичних ресурсів для отримання пари на загальні суднові потреби та прісної води (дистиляту) для поповнення її запасів. Визначено ефективність використання енергії палива, кількісна оцінка якої виражена коефіцієнтами корисної дії та коефіцієнтами використання тепла в СЕУ на двох режимах. Коефіцієнти використання тепла на ходовому та стоянковому режимі складають 0,41 та 0,66 відповідно. Коефіцієнт корисної дії суднової енергетичної установки дорівнює 0,32 для ходового режиму та 0,21 для стоянкового режиму.

За результатами розрахунків процесів циклу чотирьохтактного дизельного двигуна HMMSEN 8H46/60P, а також значення показників індикаторних та ефективності, з додатковою перевіркою ступіня підвищення тиску в компресорі, побудована індикаторна діаграма для перевірки роботи двигуна під час експлуатації.

Розраховано основні параметри допоміжного котла PA04 фірми Kangrim. Це вертикальний газотрубний котел з нижнім розташуванням топки та шаховим розташування теплообмінної поверхні з повздовжнім $s_1 = 0,055$ та поперечним $s_2 = 0,051$ м кроком труб. Основні габаритні данні по топці: об'єм – 2,08 м³, площа перерізу – 0,5 м², діаметр – 0,8 м, висота – 0,56 м. Основні компоновальні данні по конвективному притопковому пучку нагріву, що складається з 225 труб: внутрішній діаметр – 0,029 м, довжина – 4,125 м, кількість рядів труб у пучку – 75.

Спроектована осушувальна система вантажних приміщеннях з урахуванням, що автомобільний транспорт у звичайних стандартних умовах не має протікань пального та масла, тому вода може видалятися за борт після проведення аналізу вмісту нафтових часток без додаткової обробки. Основними елементами системи є відцентровий насос, що забезпечує подачу 150 м³/год та напір 80 м.вод.ст.; магістральні трубопроводи діаметром 219 мм та товщиною стінки 9,5 мм,

					КРБ.6.135.4217ст3.03.В.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		73

діаметри відгалужень до вантажних приміщень у трімаж - 100 мм. Для суміщення характеристик системи та насоса встановлено дросельну шайбу діаметром 110 мм на всмоктувальний трубопровід.

Розроблено заходи щодо охорони праці у машинному відділенні, а саме, джерела шуму і вібрації на судні та засоби їх зниження. Також, більш детально розглянули негативний вплив електричного струму на людину.

					КРБ.6.135.4217ст3.03.В.ПЗ.	Арк.
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата		74

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Significant Ships of 2020. Printed in Wales by Pensord Press, Tram Road, Pontllfraith, Blackwood, Gwent NP12 2YA.- 114 с.
2. Горбов В.М. Основи суднової енергетики: збірник практичних занять / В.М.Горбов, І.П.Єсін, В.С.Мітенкова – Миколаїв: НУК, 2018. – 244с
3. Горбов В.М. Енциклопедія суднової енергетики: підручник/ В.М.Горбов. – Миколаїв: НУК, 2010. – 624 с
4. Дизельний двигун HiMSEN H46/60P. URL: <https://www.hyundai-engine.com/en/products/detail/67>
5. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови морських суден. Том 3. Київ : РСУ, 2021. 336 с.
6. Marine auxiliary engine 6EY22(A)LWS H.F.O. SPEC. Operation manual. YANMAR Co., Ltd, 2002, 566 с.
7. Marine boiler PA-TYPE. Каталог. URL: <https://www.kangrim.com/sub/marine01.php>
8. Alfa Laval AQUA Blue E1 S-type. URL: <https://assets.alfalaval.com/documents/p4c4501b4/alfa-laval-product-leaflet-aqua-blue-e1-s-type-en.pdf>
9. Горбов В.М., Т.Г. Слаутіна, О.В. Січкарюк Методичні вказівки до вивчення дисципліни «Суднові енергетичні установки» для студентів заочної форми навчання Миколаїв: НУК, 2004.-52 с.
10. Наливайко В. С. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: підручник / В.С.Наливайко, Б.Г.Тимошевський, С.Г.Ткаченко. – Миколаїв: НУК, 2015 – 332 с.
11. Єпіфанов О. А. Конструкції суднових котлів : навч. посіб. Миколаїв: НУК, 2016. 198 с.
12. 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)

					КРБ.6.135.4217ст3.03.Л.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75

13. 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

14. Насос відцентровий ЦН 160/112. Промислове обладнання. URL: <https://elinas.com.ua/ukraine/nasos-tsn-160-112/>

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

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

					КРБ.6.135.4217ст3.03.Л.ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

[illegible]

[illegible]

[illegible]



QUEEN JENUVIA – Ro-pax

Shipbuilder: **Hyundai Mipo Dockyard Co., Ltd.**
 Vessel's name: **Queen Jenuvia**
 Owner/Operator: **Seaworld Express Ferry**
 Country: **Republic of Korea**
 Designer: **Hyundai Mipo Dockyard Co., Ltd.**
 Country: **Republic of Korea**
 Model test establishment used: **KRISO**
 Flag: **Panama**
 IMO number: **9867475**
 Total number of sister ships already completed (excluding ship presented): **Nil**
 Total number of sister ships still on order: **Nil**

Presently a one-off ship built by Hyundai Mipo, *Queen Jenuvia* is a result of rebuilding the South Korean domestic ferry fleet after the *Sewol* tragedy of 2014. The ro-pax sector represents a new growth area for Hyundai Mipo which, apart from this vessel and an earlier ship for Chinese interests, has also gained orders from the Isle of Man and New Zealand.

Queen Jenuvia is a coastal service twin skeg ro-pax ship with bulbous bow, transom stern, open water type stern frame. Its owner is Seaworld Express Lines based in Mokpo, South Korea, and the new vessel is the company's flagship.

From its outside appearance, the 170m-long 27,391gt ship is quite European, and this is reinforced by a Scandinavian style interior that would not be out of place in modern Northern European ferries. There is ample seating, lounge areas, cafes and restaurants on the passenger decks as well as a cinema and games zone.

With four vehicle decks and a combined lane length of 2,102m, *Queen Jenuvia* can sufficiently accommodate 478 cars and 88 trucks. There is a single stern ramp for transport access with movable ramps inside. For foot passengers there are two sets of doors.

Its two main engines are HiMSSEN 8H46/60P medium-speed units, each with a power output of 10,000kW. They drive their own dedicated 4.5m diameter Kongsberg propellers through a Renk gearbox at a speed of 160rpm. Service speed of the ship is 21.8knots at 85%MCR. Power take-off comes from the main engines using Hyundai alternators and there are also three Yanmar gensets. Since the intended service area is not in an ECA, the engines only need to reach Tier II NOx compliance.

Lifesaving requirements are met by a pair of Chinese-made marine evacuation systems with vertical chutes. Fire detection systems have been provided by Autronica and the bridge and navigation systems by Kongsberg.

TECHNICAL PARTICULARS

Length oa: Approx. 170.0m
 Length bp: 158.0m
 Breadth moulded: 26.0m
 Depth moulded
 to No.4 Deck: 14.45m
 to No.3 Deck: 9.20m

Width of double skin
 side: 1.1m
 bottom: 1.3m
 Draught
 scantling: 6.50m
 design: 6.20m
 Gross: 27,391gt
 Deadweight
 scantling: 6,300t
 design: 5,300t
 Speed, service (85%MCR output with 10% S.M.): Approx. 21.8knots

Bunkers (m³)
 Heavy oil: 560
 Diesel oil: 230
 Water ballast (m³): 2,100
 Daily fuel consumption (tonnes/day)
 Main engine only: 72.6

Classification society and notations: KR
 +KRS 0C – Passenger Ship Car Ferry, PSPC,
 LI +KRM 0C – UMA

Propulsion
 Main engine(s)
 Design: HHI Engine & Machinery Division
 (medium speed four-stroke)
 Model: HiMSSEN 8H46/60P (Tier II)
 Manufacturer: HHI Engine & Machinery
 Division
 Number: 2
 Type of fuel: HFO, MGO
 Output of each engine: 10,000kW
 Is this a diesel-electric or hybrid?: No

Gearbox(es)
 Make: Renk
 Model: RSH-1000
 Number: 2
 Output speed: 160rpm

Propeller(s)
 Material: Ni-Al-Bronze
 Designer/Manufacturer: Kongsberg
 Number: 2
 Fixed/Controllable pitch: Controllable
 Diameter: 4.5m
 Speed: 160rpm at MCR

Main-engine driven alternators
 Number: 2
 Make/type: Hyundai Electric / HFC7 566-04P
 Output/speed of each set: 1,500kVA / 1,800rpm (No.1), 1,750kVA / 1,800rpm (No.2)

Diesel-driven alternators
 Number: 3
 Engine make/type: Yanmar / 6EY22ALW
 Type of fuel: HFO, MGO
 Alternator make/type: Taiyo / FE 653B-8
 Output/speed of each set: 1,300kW / 900rpm

Boilers
 Number: 1
 Type: Automatic, vertical, forced draft, heavy fuel oil burning, marine boiler

Make: KangRim Heavy Industries
 Output, each boiler: 4,000kg/h
 Bow thruster(s)
 Make: KTE
 Number: 1
 Output (each): 1,200kW, AC440V, 3Pi, 60Hz, 6P

Stern thruster(s)
 Make: KTE
 Number: 1
 Output (each): 1,000kW, AC440V, 3Pi, 60Hz, 6P

Other cranes
 Number: 1
 Make: Shinmyung Tech.
 Type: Air motor driven davit
 Tasks: Provision dandling
 Performance: Manual slewing gear, air winch hoisting (approx. 10m/min.)

Mooring equipment
 Number: 2 x windlass, 3 x winch
 Make: Flutek
 Type: Hydraulic

Special lifesaving equipment
 Number of each and capacity: 2 x MES (660 persons/set)

Make: ... Shanghai Youlong Rubber Products
 Type: Double passage type
 If MES, vertical or sloping chutes?: ... Vertical

Vehicles
 Number of vehicle decks (fixed/moveable): ... 4
 Total lane length: . Approx. 2,102m (incl. No.1 & 2 deck)

Total cars: 478 units of small car / 88 units of 25t truck

Doors/ramps/lifts/moveable car decks
 Number of each: ... Stern ramp, 1 set / movable ramp, 2 sets / passenger door, 2 sets
 Type: Hydraulic. Direct cylinder / end-hinged (hydraulically operated jigger winch) / side hinged swing out (hydraulic. direct cylinder)

Designer: SMS-SME
 Ballast control system
 Make: Scana (VRC)
 Type: Hard mimic board on piano type panel

Complement
 Officers: 12 (2 captain class + 10 officer class)
 Crew: 23
 Single/double/other rooms: . 33 single / 2 day and bedroom

Passengers
 Total: 1,284
 Number of cabins: 116

Navigation and other equipment
 Bridge control system (Propulsion Remote Control System)
 Make: Kongsberg
 Type: AutoChief 600
 Is bridge fitted for one-man operation? No
 Integrated bridge system?: No

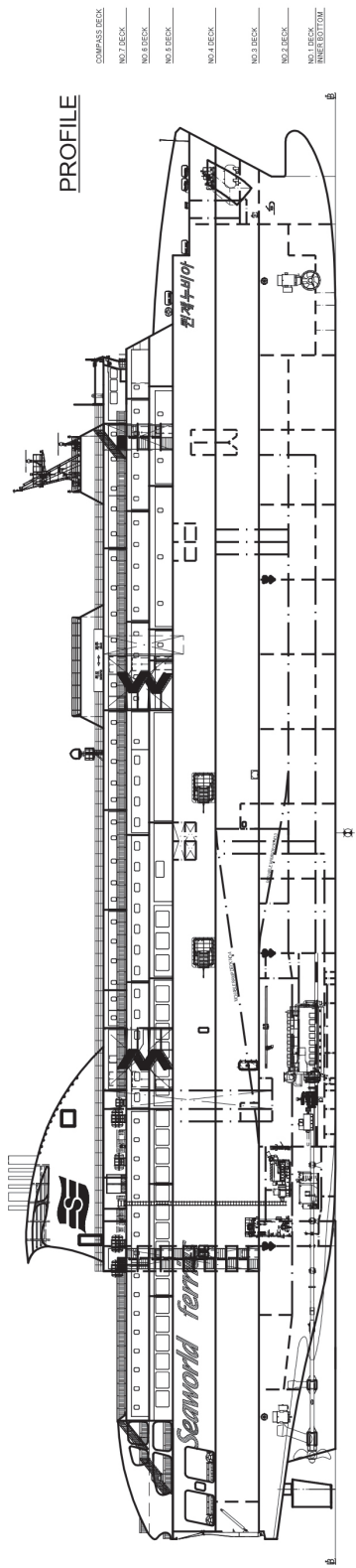
Radars
 Number: 2
 Make: Furuno
 Model(s): FAR-2328

Fire detection system
 Make: Autronica
 Type: AutoSafe 4

Fire extinguishing systems
 Engine room: High pressure CO₂ system
 Make/Type: Fain
 Vehicle spaces: Manua sprinkler system
 Make/Type: TankTech / Sea water
 Cabins: Auto Sprinkler system
 Make/Type: Fain / Fresh water
 Public spaces: Auto Sprinkler system
 Make/Type: Fain / Fresh water

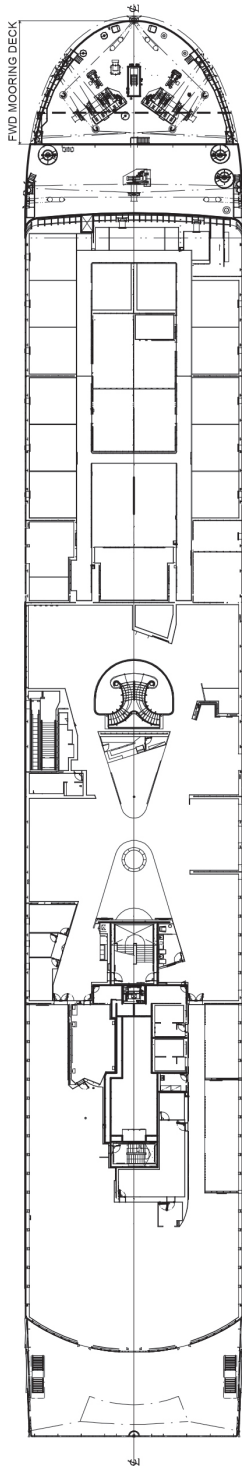
Efficiency
 Energy Saving Technologies:
 Hull coatings: Interflex 8700
 Type: Copper-free, low friction, self-polishing copolymer antifouling, ultra-level antifouling performance

Contract date: 17 September 2018
 Launch/float-out date: 20 March 2020
 Delivery date: 7 September 2020

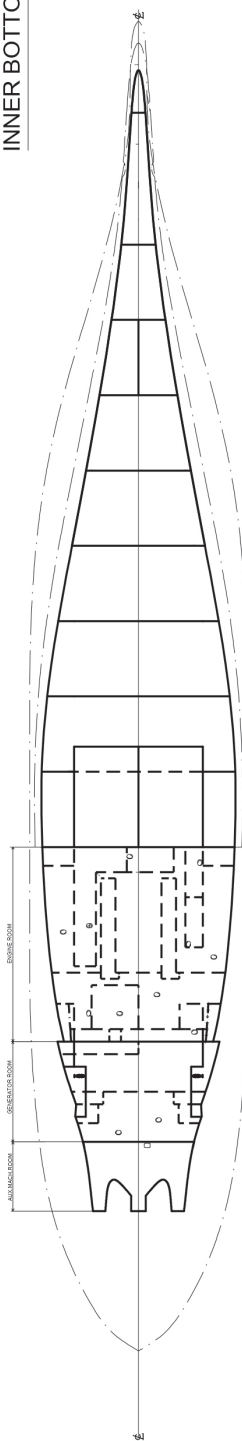


MIDSHIP SECTION

NO.5 DECK



INNER BOTTOM



Вихідні дані для розрахунку головного двигуна

Кількість	2
Максимальна потужність N_e , кВт	10000
Частота обертання колінчатого валу n , хв^{-1}	600
Питома витрата палива g_e , $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	176
Ступінь підвищення тиску повітря в компресорі дизеля	3,552
ККД компресора	0,84
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	2,25
Температура відхідних газів, К	573
Температура повітря на вході в компресор, К	310
Нижча теплота згоряння дизельного палива $Q_{\text{г}}^i$, кДж/кг	42700
Коефіцієнт корисної дії валопроводу $\eta_{\text{вп}}$	0,99
Пропульсивний коефіцієнт η	0,7

Вихідні дані для розрахунку допоміжного двигуна

Кількість	3
Ефективна потужність, кВт	1370
Частота обертання колінчатого валу, хв^{-1}	900
Питома витрата палива, $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$	185
ККД компресора	0,87
Степінь підвищення тиску повітря в компресорі	3,4
Сумарний коефіцієнт надлишку повітря	2,41
Температура відхідних газів К	553
Температура повітря на вході в компресор, К	310
Нижча теплота згоряння палива $Q_{\text{г}}^{\text{i}}$, кДж/кг	42700
ККД електрогенератора $\eta_{\text{ег}}$	0,95

Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна

Температура навколишнього повітря T_0 . Приймаємо $T_0 = 293$ К (стандартні умови застосування).

Тиск навколишнього повітря p_0 . Варто приймати $p_0 = 0,1$ МПа (стандартні умови застосування).

Ступінь стиску ε . При призначенні ступеня стиску варто враховувати розміри циліндра і спосіб сумішоутворення. Приймаємо $\varepsilon = 13$.

Коефіцієнт надлишку повітря α . Цей коефіцієнт також залежить від розмірів циліндра і способу сумішоутворення.

Цей параметр при підвищенні зменшує питому витрату пального, водночас зменшуючи середній ефективний тиск та потужність. Відповідно його слід підбирати з кількох спроб розрахунку з урахуванням одночасного досягнення заданої потужності і найкращої можливої економічності. Вибір остаточного значення α робиться з вибором оптимального значення $П_k$. З урахуванням переліченого встановлюємо $\alpha = 2,25$.

Показник адіабати повітря k_e $k_e = 1,4$.

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

Адіабатний ККД турбіни $\eta_{t.ad}$ $\eta_{t.ad} = 0,74$.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r . Вплив на значення цього коефіцієнту завдають тип двигуна, особливості повітропостачання і газообміну. Приймаємо $\gamma_r = 0,02$.

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 проектного

Приймаємо $\xi_z = 0,97$;

$\xi_b = 0,97$.

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ . Для високофорсованих двигунів $\lambda=(1,05 - 1,5)$. Приймаємо $\lambda = 1,24$.

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 $\Delta T_a = 6$ К.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми ζ . Величину цього коефіцієнту вибирають на підставі дослідних даних, звертають увагу на тип двигуна та особливості системи газообміну. Для 4 – тактних двигунів $\zeta = (0,92 - 0,99)$. Приймаємо $\zeta = 0,98$.

Механічний ККД двигуна η_m . Приймаємо $\eta_m = 0,9$.

Зменшення тиску у повітроохолоджувачі ΔP_{ox} . Повітроохолоджувач являє собою опір на шляху повітря, тому у ньому відбувається зменшення тиску повітря. У числовому виразі $\Delta P_{ox} = 0,00112$ МПа.

Температура залишкових газів T_r . Для двигунів такого типу T_r знаходиться у межах 600 – 900К. Приймаємо $T_r = 750$ К [6].

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

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

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

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

Ступінь підвищення тиску в компресорі P_k . Для даного типу компресора приймаємо $P_k = 3,115$.

Частка ходу поршня втраченого на продувку ϕ_n . Для чотирьохтактних двигунів $\phi_n = 0,1$.