

Міністерство освіти і науки України
Одеський національний технологічний університет
Кафедра кріогенної техніки



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

На тему: «Термодинамічний аналіз установки повторного зрідження етану з інтеграцією в паливну систему силової установки танкера-газовоза «Bluebonnet»»

Здобувача Мінько О.М.

2-го курсу КТ 761 групи

Керівник доц. Соколовська-Єфименко В.В.

Консультант:

проф. Морозюк Л.І.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від _____ 2023 р., протокол № _____

Завідувач кафедри КТ _____ **Юрій Симоненко**

Одеса - 2023 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет Низькотемпературної техніки та інженерної механіки
Кафедра Кріогенної техніки
Ступінь вищої освіти магістр
Спеціальність 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Кріогенні технології виробництва,
зрідження і транспортування природного газу»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри КТ

д.т.н., проф. Симоненко Ю.М

«__» __ 2023 року

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА**

Мінько Олексія Миколайовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Термодинамічний аналіз установки повторного зрідження етану з інтеграцією в паливну систему силової установки танкера-газовоза «Bluebonnet»

Керівник роботи к.т.н. Соколовська-Єфименко Вікторія Вікторівна
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ОНТУ від 30 листопада 2022 року № 897-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 20 грудня 2023 року

3. Вихідні дані до роботи: Суднова установка повторного зрідження LEG газів.
Дані ходових випробувань установки повторного зрідження етану та системи подавання паливного газу танкера-газовоза «Bluebonnet»

4. Перелік питань, які потрібно розробити:

Вступ. Аналіз літературних даних і постановка проблеми. Опис системи.

Моделювання системи. Енергетичний аналіз системи. Метод оцінки продуктивності системи.

Ексергетичний аналіз системи. Аналіз одержаних результатів.

Загальні висновки. Охорона праці. Економічні показники роботи. Список використаних джерел.

5. Перелік графічного матеріалу:

Презентація Power Point (17 слайдів)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	проф. Морозюк Л.І.		

7. Дата видачі завдання _____ 02.02.2022 _____

Керівник _____ доц. Соколовська-Єфименко В.В.

Завдання прийняв до виконання _____ Мінько О.М.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Вивчення технічного завдання	5 днів	
2	Огляд і вивчення літератури	14 днів	
3	Розробка математичної моделі об'єкта	2 дні	
4	Вибір методу дослідження	20 днів	
5	Адаптація методів дослідження до практичного застосування	15 днів	
6	Розробка графічних моделей	2 дні	
7	Аналіз результатів досліджень	2 дні	
8	Оформлення пояснювальної записки	2 дні	
9	Обговорення та затвердження результатів роботи	2 дні	
10	Підготовка матеріалів роботи до захисту	2 дні	

Здобувач-дипломник _____
(підпис)

Олексій МІНЬКО
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Вікторія СОКОЛОВСЬКА-
(прізвище та ініціали)

Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую проти розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web-ресурсах ОНТУ.

Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчинності

Здобувач-дипломник _____
Мінько О.М.
(ПІБ)

(підпис)

АНОТАЦІЯ

Через надлишковий видобуток сланцевого газу в усьому світі зріс попит з боку нафтохімічних заводів на дешевий етан. Це призвело до розробки інноваційних конструкцій суден, що дозволяють здійснювати перевезення етану більшої місткості. Такі судна отримали назви VLEC. Компанія Liquid Gas Equipment Ltd. (LGE), розробила інноваційні рішення для великих перевізників етану (VLEC). Використовуючи існуючі технології в системах повторного зрідження BOG, LGE інтегрує систему повторного зрідження із системою подавання паливного газу, забезпечуючи повторне зрідження збагаченого метаном BOG палива для головного двигуна та допоміжних електрогенераторів для збільшення потужності установки та економії енергії. Метою цієї роботи є визначення характеристик окремих процесів установки повторного зрідження етану, інтегрованої в систему подавання паливного газу типового танкера-газовозу VLEC на основі розробки методів дослідження термодинамічної ефективності, аналізу та морських випробувань.

Було проведено моделювання процесів FGSS та системи повторного зрідження енергетичним та ексергетичним методом термодинамічного аналізу. Енергетичний аналіз показав, що коефіцієнт перетворення установки повторного зрідження етану становить 0,62, що відповідає ступеню термодинамічної досконалості циклу 41%, а питоме енергоспоживання становить 0,151кВт год/кг. При цьому сумарне енергоспоживання установки повторного зрідження становить 583,86 кВт. Питоме енергоспоживання системи подавання паливного газу становить 0,0207 кВт год/кг при сумарному енергоспоживанні системи 69,6кВт. Значення ексергетичної ефективності процесу повторного зрідження BOG становить 34,83%. Значення ексергетичної ефективності системи подавання паливного газу становить 26,3 %.

Аналіз ексергетичної ефективності кожного компонента системи показує, що найнижче значення спостерігається в економайзері холодильного контуру, вона становить 3,78%, з чого можна зробити висновок, що цей теплообмінний апарат вимагає вдосконалення. Найважливішими компонентами з погляду термодинамічної ефективності є компресори - вантажний та гвинтовий холодильний. У цих елементах спостерігається максимальна деструкція ексергії: 17,2% та 17,96%. Система подавання паливного газу має високі значення ексергетичної ефективності та порівняно низьку деструкцію ексергії. Результати ексергетичного аналізу, отримані на основі даних ходових випробувань, підтвердили інформацію, подану компанією Babcock Liquid Gas Equipment Limited (BLGE) про високу енергетичну ефективність встановлення повторного зрідження, вбудовану в систему подачі паливного газу.

Ключові слова: танкер-газовоз VLEC, установка повторного зрідження, система подавання паливного газу, енергетичний аналіз, ексергетичний аналіз

ABSTRACT

Due to the excessive shale gas production, demand from petrochemical plants for cheap ethane has increased worldwide. This led to the development of innovative vessel designs that allow transporting ethane with a larger capacity. Such vessels have been named VLEC. Liquid Gas Equipment Ltd. (LGE Ltd.) has developed innovative solutions for large ethane carriers. Using existing technologies in BOG re-liquefaction systems, LGE Ltd. integrates the re-liquefaction system with the fuel gas supply system, providing re-liquefaction of methane-enriched BOG fuel for the main engine and auxiliary power generators to increase plant capacity and save energy. The purpose of the study is to determine the characteristics of individual processes of an ethane re-liquefaction plant integrated into the fuel gas supply system of a typical VLEC gas tanker based on the development of methods for studying thermodynamic efficiency, analysis, and marine testing. FGSS processes and the re-liquefaction system have been modeled using the energy and exergy methods of thermodynamic analysis. The energy analysis shows that the conversion coefficient of the ethane re-liquefaction plant is 0.62, which corresponds to the degree of cycle thermodynamic performance of 41%, and the specific energy consumption is $SPC_{BOG}=0.151\text{kWh/kg}$. At the same time, the system's total energy consumption is $\sum W_{tot,BOG}=583.86\text{ kW}$. The specific energy consumption of the fuel gas supply system is $SPC_{FGSS}=0.0207\text{kWh/kg}$ with the system's total energy consumption $\sum W_{tot,FGSS}=69.6\text{ kW}$. The exergetic efficiency value of the BOG re-liquefaction process is 34.83%. The exergetic efficiency value of the fuel gas supply system is 26.2%. An analysis of the exergetic efficiency for each system's component shows that the lowest value is observed in the economizer of the refrigeration loop (3.78%), from which it can be concluded that this heat exchanger requires improvement. The most crucial components from the point of view of thermodynamic efficiency are cargo and screw refrigeration compressors. The maximum exergy destruction is observed in these components - 17.2% and 17.96%. The fuel gas supply system has high values of exergetic efficiency and relatively low exergy destruction. The results of the exergetic analysis obtained based on sea trials data confirmed the information provided by Babcock Liquid Gas Equipment Limited (BLGE) about the high energy efficiency of the re-liquefaction plant integrated into the fuel gas supply system.

Keywords: *VLEC gas tanker, re-liquefaction plant, fuel gas supply system, energy analysis, exergy analysis*

ЗМІСТ

ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА	13
1.1 Аналіз літературних даних і постановка проблеми	13
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА.	17
2.1 Опис системи	17
2.2 Моделювання системи.....	27
2.2.1 Енергетичний аналіз системи	33
2.3 Метод оцінки продуктивності системи	43
2.3.1 Ексергетичний аналіз системи.....	44
2.3.2 Аналіз одержаних результатів	51
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	55
ОХОРОНА ПРАЦІ	57
ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ.....	64
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	69

					<i>КРМ.КТ.1.897-03.2.3</i>			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Мінько О.М.</i>			ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Соколовська-</i>				6	72	
<i>Реценз.</i>		<i>Єфименко В.В</i>				ФНТІМ, зр КТ-761		
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затверд.</i>								

ВСТУП

Актуальність теми

Етан (C_2H_6) відноситься до групи зріджених природних газів (NGL) і використовується як сировина в нафтохімічній промисловості. Зростання потужностей з видобутку етану США дали цій хімічній речовині цінову перевагу проти нафти та зробили її життєздатним експортним товаром.

За даними Управління енергетичної інформації США (EIA), експорт етану з США зріс на 21% у 2022 році до 447 000 б/д (приблизно 9,27 млн т/рік). Експорт має зрости ще на 10% у наступні два роки до 490 000 барелів на добу у 2024 році за рахунок збільшення потужностей крекінгу на основі етану, розширення потужностей експортних терміналів у США та збільшення виробництва рідкого природного газу на газових заводах. [1].

Нині промислова цінність етану для виробників нафтохімічної продукції залишається високою. Для транспортування на далекі відстані морем етан повинен бути охолоджений до температури приблизно $-89,9^{\circ}C$, стиснутий до високого тиску або й те, й інше. Ці фактори обмежують типи суден, здатних перевозити продукт у рідкому стані.

Оскільки етан вважался «нішевим» сегментом газового сектора, він історично транспортувалися відносно невеликими партіями. З існуючого газозвозного флоту лише етиленовози (LEG) були здатні транспортувати етан.

Такі типи суден оснащені системами утримання вантажу напіврефрижераторного типу з частковим охолодженням вантажу (semi-refrigerated gas carrier), обладнані незалежними танками типу "C" [2] і каскадними установками повторного зрідження.

Через надлишковий видобуток сланцевого газу в усьому світі зріс попит з боку нафтохімічних заводів на дешевий етан. Це призвело до розробки інноваційних конструкцій суден, що дозволяють здійснювати перевезення етану більшої місткості.

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		7

Такі судна отримали назву VLEC (Very Large Ethan Carrier) - це великовантажні судна, спеціально призначені для перевезення зрідженого етану на великі відстані [3].

VLEC – це судна рефрижераторного типу (fully refrigerated carriers).

Вони оснащені потужними установками повторного зрідження і тому можуть завантажувати або розвантажувати практично всі напірні та рефрижераторні термінали. Це робить їх універсальними перевізниками газу із можливістю перевалки вантажів.

У зв'язку із встановленням екологічних норм, зокрема закону про обмеження викидів оксиду сірки Міжнародної морської організації (ІМО) 2020 року [4] вибір палива морською галуззю є одним з найбільш важливих факторів у її зусиллях щодо безвуглецевості судноплавства. Існує безліч досліджень, спрямованих на пошук альтернативних видів палива для судноплавства та критерії вибору альтернатив, наприклад [5,6,7]. Проте нині немає перевіреного джерела вуглецево-нейтрального чи нульового вуглецевого палива, здатного повністю задовольнити потреби морської галузі енергії у найближче десятиліття. Перехідні види палива на основі викопного палива, такі як паливо з низькою температурою займання зі зниженим вмістом вуглецю, відіграють ключову роль у підтримці розвитку галузі до тих пір, поки варіанти з нульовим рівнем викидів вуглецю не стануть доступнішими.

Надзвичайно сприятлива динаміка цін на етан призвела до ідеї використання як палива boil-off gas (BOG) на судах VLEC [8]. Поточний Кодекс IGC дозволяє використання вантажів як палива - двигуни, що працюють на етані, були схвалені [9].

Фізичні та хімічні властивості етану також роблять цю хімічну сполуку гарним транспортним паливом, а також усуває необхідність газовозів VLEC у бункеруванні іншими видами рідких газів. Спалювання етану призводить до нижчих викидів SO_x , NO_x , CO_2 та твердих частинок порівняно зі спалюванням HFO [10].

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		8

Виходячи з вищесказаного газовози VLEC оснащені двотактним двопаливним двигуном MAN ME-GIE, який працює на паливі (етан), у поєднанні з системою подавання газу високого тиску (HP-FGSS), який разом з валогенератором здатний розвивати швидкість до 16,0 вузлів, задовольняючи вимогам Регулювання EEDI, фаза 3 [11].

На верфі Jiangnan Shipyard у 2021 р. був спущений на воду перший у світі надвеликий етановий танкер (VLEC) типу В «Bluebonnet». [12].

Двопаливний танкер-газовоз місткістю 99000 м³, призначений для транспортування етану на великі відстані, але також може перевозити інші вантажі зрідженого газу, такі як зріджений нафтовий газ та етилен. Танкер оснащений одним тихохідним дизельним двигуном MAN із уприскуванням газу під високим тиском у його версії ME-GIE, здатної працювати на етані, з тяговою потужністю близько 20 000 кВт. Також танкер має чотири допоміжні двигуни та систему селективного каталітичного відновлення для відповідності обмеженням викидів NO_x Tier III.

Компанія Babcock LGE — світовий лідер у галузі систем обробки вантажів та подавання паливного газу для ринків зрідженого газу розробила інноваційні рішення, щоб змінити ринок етану, забезпечуючи значну економію експлуатаційних витрат у порівнянні з традиційними системами вантажно-розвантажувальних робіт на великих перевізниках етану (VLEC). Використовуючи існуючі технології у системах повторного зрідження BOG такі як: SuperCooler™, VentGasCooler (VGC™), та ecoETHN™ Babcock інтегрує систему повторного зрідження із системою подавання паливного газу, забезпечуючи повторне зрідження збагаченого метаном BOG, який можна використовувати як паливо для головного двигуна та допоміжних генераторів енергії.

Як стверджує виробник, така система забезпечує значне підвищення продуктивності етанових носіїв, у тому числі підвищену здатність до повторного зрідження, знижує викиди парникових газів, забезпечує судну

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		9

значну економію експлуатаційних витрат, а завдяки меншій кількості годин роботи системи вантажно-розвантажувальних робіт також знижує частоту технічного обслуговування [13].

Такі ствердження, опубліковані в рекламній продукції компанії Babcock LGE, є цікавими та актуальними для дослідження.

Обрана тема роботи є безумовно актуальною з погляду на перспективи розвитку морських перевезень, безпеки роботи танкерів-газовозів та екологічних проблем судноплавства.

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		10

Метою роботи є визначення характеристик окремих процесів установки повторного зрідження етану, інтегрованої в систему подавання паливного газу типового танкера-газовозу VLEC на основі розробки методів дослідження термодинамічної ефективності, аналізу та морських випробувань.

За результатами дослідження можна робити висновки про перспективність впровадження технологій LGE та високу енергоефективність системи обробки вантажів.

Для досягнення поставленої мети необхідно було вирішити такі завдання:

– провести аналіз технологічної схеми установки повторного зрідження етану інтегрованої в систему подавання паливного газу;

– дослідити термодинамічні процеси, що відбуваються в елементах технологічної схеми;

– розробити методіку аналізу установки повторного зрідження етану та системи подавання паливного газу;

– застосувати ексергетичний метод термодинамічного аналізу для оцінки характеристик дійсної системи обробки вантажів на типовому танкері-газовозі VLEC;

– проаналізувати отримані результати аналізу.

Об'єктом дослідження є установка повторного зрідження етану, яка інтегрована в систему подавання паливного газу.

Предметом дослідження є термодинамічні процеси, які здійснюються в елементах системи обробки вантажу.

Методи дослідження – термодинамічний аналіз та числове моделювання термодинамічних процесів в елементах системи обробки вантажу.

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		11

Наукова новизна отриманих результатів. У роботі вперше здобуто такі наукові результати:

–отримав подальший розвиток метод ексергетичного аналізу, якій базується на методах сучасної прикладної термодинаміки в схемно-циклових рішеннях системи обробки вантажу.

Обґрунтованість і достовірність результатів досліджень.

Обґрунтування отриманих результатів здійснено на основі загальноприйнятого підходу щодо моделювання процесів, що базуються на основних положеннях термодинаміки. Отримані результати не суперечать висновкам відомих теорій. Наукові результати та рекомендації обґрунтовані реальним моніторингом фахівців-експлуатаційників.

Практичне значення отриманих результатів.

Розроблена методика визначення величин незворотностей ексергетичним методом є підставою для удосконалення ситем обробки вантажу на типових танкерах-газовозах VLEC. На конкретному прикладі показані можливості розрахунку розподілу витрат енергії в компонентах системи обробки вантажу з метою внесення коректив вже на стадії проектування.

Фактологічною основою є підручники, навчальні посібники, інструкції з експлуатації судна, матеріали фірм-виробників, які містяться на відповідних інтернет-сайтах, періодичних технічних виданнях та ін.

Структура роботи

Магістерська робота складається з вступу, двох глав, загальних висновків, охорони праці, економічних показників, списку використаних джерел. Зміст роботи викладено на 72 сторінках, які включають 12 рисунків, 9 таблиць, список інформаційних джерел 37 найменувань.

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		12

РОЗДІЛ 1

АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

1.1. Аналіз літературних даних і постановка проблеми

Судна типу VLGC (дуже великі судна для перевезення етану) з'явилися останні кілька років. Як зазначалося раніше, ці судна використовують етан як паливо і оснащені системою подавання паливного газу високого тиску (HP-FGSS). HP-FGSS призначена для подавання паливного газу на високонапірні двотактні двопаливні двигуни з тиском етану на вході близько 380 бар та температурою на вході близько 45°C.

Деякі проблеми та рішення, необхідні для підготовки судна до роботи на паливному газі часто пов'язані з конструкцією FGSS. Основне завдання полягає в тому, щоб спроектувати ефективну FGSS, здатну обробляти та подавати відпрацьований газ до двигуна та до генераторних установок у різних умовах експлуатації.

Дослідники та суднобудівники займаються розробкою надійних та економічних рішень FGSS для танкерів-газовозів та суден. На сьогоднішній день двигуни з упорскуванням газу витісняють звичайні двигуни через їх високу ефективність та сприятливі характеристики чистого викиду у поєднанні з системою повторного зрідження відпарного газу boil-off gas (BOG) [14].

Було проведено різноманітні дослідження, пов'язані з конструкціями FGSS високого тиску для газозовів, які працюють на зрідженому газі.

У роботі [15] проведено експериментальні дослідження та моделювання прототипу системи подавання паливного газу LNG високого тиску (HP-FGSS) при різних робочих навантаженнях від 0% до 110% у поєднанні з двотактним двопаливним двигуном високого тиску MAN. Розроблено динамічну модель HP-FGSS, яка підтверджена даними випробувань. Зроблено висновок про те, що розглянута система має високу стійкість до складу LNG, але перевищення тиску збільшується, у міру зменшення вмісту метану. Склад LNG також

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		13

впливає на значення температури газу. Автори [16] запропонували систему, подавання паливного газу за допомогою компресора (CA-FGSS). У такій системі компресори використовуються для різних цілей як для управління BOG в паливному танку LNG, так і для створення перепаду тиску для забору LNG з танка. Аналіз системи показав її економічну доцільність. CA-FGSS може застосовуватися на великих суднах, що працюють на LNG, завдяки її здатності подавати паливний газ середнього або високого тиску до двотактного двопаливного двигуна. Дослідження [17] присвячено оцінці системи подавання паливного газу для морських двопаливних пропульсивних двигунів, що використовують LNG та аміачне паливо. Розроблено гібридну систему подавання паливного газу. Системи оцінювалися шляхом ексергетичного аналізу компонентів обладнання та всієї системи. Аналіз показав, що ексергетичні втрати у компонентах гібридної системи менші ніж у незалежної системи. У роботі [18] запропоновано та проаналізовано нову систему повторного зрідження LPG газу, інтегровану з системою подавання палива (FSS) у порівнянні з традиційними системами на танкерах-газовозах. Аналізувалися такі параметри, як склад LPG, температура морської води, продуктивність компресора та продуктивність насоса. Результати показали, що споживання енергії нової системи було знижено на 38%.

Вищезгадані дослідження в основному були зосереджені на FGSS, які використовують LNG, амміак та LPG. У літературі поки немає даних про дослідження та експлуатацію HP-FGSS, що працює на етані.

Судна типу VLGC є більш економічно вигідною платформою для великомасштабного транспортування етану та етилену, але є великим споживачем енергії.

У процесі транспортування частина вантажу випаровується, через різницю температур між навколишнім середовищем і зрідженим газом і утворюється відпарний газ BOG [19]. Незважаючи на те, що вантажні танки добре

					KPM.KT.1.897-03.2.3	лист
						14
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

ізолювані, деяка кількість BOG неминуче утворюватиметься внаслідок теплоприпливів.

Номінальний коефіцієнт викіпання становить близько 0,2-0,38% місткості танка на добу. Високий тиск у танку може зруйнувати конструкцію вантажного танка та створити серйозні проблеми з безпекою [20]. Щоб утримати тиск і температуру в танку в межах норми, необхідно видалити з танка пари газу, що утворилися, при його кипінні. Такий процес здійснюється за допомогою бортової установки повторного зрідження газів. (reliequfaction plant).

Призначення установки - підтримання тиску зберігання вантажу в допустимих межах конструкції танка, а також дотримання комерційних специфікацій продуктів, головним чином щодо температури вантажу.

Повторне зрідження BOG є енерговитратним процесом, тому необхідно підвищувати енергетичну ефективність таких систем для дотримання обов'язкових стандартів енергоефективності судів, таких як Індекс проектування енергоефективності (EEDI) та План управління енергоефективністю суден (SEEMP) [21].

Дослідження установок повторного зрідження BOG на суднах-газовозах привертає увагу багатьох дослідників. Проте, публікацій з удосконалення процесів в установках повторного зрідження етану немає, оскільки етан раніше транспортувався дуже маленькими партіями. Є кілька публікацій пов'язаних з установками повторного зрідження етилену на танкерах-газовозах LEG, схемно-циклові рішення яких схожі на ті, що застосовуються на суднах VLGC.

Робота [22] присвячена моделюванню установки повторного зрідження етилену. Була розроблена імітаційна модель з урахуванням законів перетворення енергії та маси, емпіричних співвідношень коефіцієнтів теплопередавання, теорій теплообмінників та компресорів. Отримання термодинамічних параметрів порівнювалися з наявними експериментальними даними реальної установки. В роботі [23] розглянуто проект оптимізації процесів установки повторного зрідження відпарного газу для суден LEG. В

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		15

роботі [24] запропоновано удосконалену схему установки повторного зрідження етилену на основі детального ексергетичного аналізу. Результати ексергетичного аналізу показали, що ексергетичний ККД удосконаленого циклу збільшується на 25,2% порівняно з існуючим циклом. У дослідженні [25] мова йде про доцільність застосування охолодження пари між ступенями вантажного компресора, який працює на етилені. Цикл розрахований виходячи з реальних параметрів установки повторного зрідження, знятих з корабля під час експлуатації у морі. Розрахунки показали, що охолодження пари між ступенями вантажного компресора збільшує втрати холодопродуктивності від 13% до 30% загальної холодопродуктивності установок повторного зрідження. Автор констатує, що використання вантажного економайзера для необґрунтованого зниження температури нагнітання компресора завжди призводить або до зниження холодопродуктивності або до збільшення витрат палива на привід компресора.

У роботах [26, 27] для підвищення енергетичної ефективності установки повторного зрідження етилену на судах LEG пропонується замінити дросельні пристрої на двофазні ежектори. Було розроблено модель ежектора та визначено оптимальні параметри роботи установки повторного зрідження, за яких енергетична ефективність машини підвищується.

Дослідження [28] присвячено оцінці енергетичної ефективності трьох модифікованих циклів установки повторного зрідження етилену. Результати показали, що найбільші ексергетичні втрати спостерігаються в компресорах і в дросельних пристроях. Автори надають довідкову інформацію щодо вибору процесів повторного зрідження для LEG судів.

Огляд літератури показав: дуже мало робіт направлено на дослідження систем подавання паливного газу високого тиску FGSS, а також установок повторного зрідження LEG газу. Бортові системи обробки етану взагалі не розглядалися.

					KPM.KT.1.897-03.2.3	лист
						16
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

Поява нових типів танкерів VLGC, обмеженість робіт з дослідження установок повторного зрідження LEG та HP-FGSS систем, наявність реального моніторингу фахівців-експлуатаційників таких установок створює «нішу» для наукових досліджень.

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		17

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

2.1. Опис системи

За способом перевезення вантажу судно відноситься до газовозів - VLGC – це спеціалізовані типи газовозів, fully refrigerated very large ethane carriers створені для транспортування великих об'ємів LEG/LPG вантажів, при атмосферному тиску. Дедвейт судна – 60000т. Загальний об'єм вантажних танків (tank capacity) – 99000м³.

Система утримання вантажу типу В "Brilliance", складається із чотирьох вантажних танків з подвійною ізоляцією. Танки вміщені у внутрішній корпус і розташовані на одній лінії від носа до корми. За конструкцією вони являють собою незалежні призматичні танки типу "В" [2] виготовлені з 5% нікелевої сталі. Для забезпечення необхідної стійкості та зменшення впливу вільної поверхні танк розділений поздовжньою перебіркою на 2 частини (P/S), які з'єднані між собою рядом отворів у куполі танка, тобто, у газовій частині. Кожен купол вантажного танка має з'єднання по лівому та правому борту для здійснення наступних операцій:

- заповнення рідиною (напрямні розташовані біля дна танка);
- заповнення паром (тільки лівий борт, напрямна розташована у загальному паровому просторі);
- розпилення конденсату (напрямні розташовані у верхній частині танка);
- розподіл конденсату (напрямні розташовані біля дна танка);
- гарячий газ (напрямні розташовані у відстійнику);
- вентиляція (напрямні розташовані у верхній частині танка);
- глибинні насоси (вантажний танк 4 також має додатковий насос у лівому відсіку);
- запобіжні клапани та лінії пілотних датчиків;
- лінії відбору проб вантажів;

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		18

- індикатори, перемикачі та датчики рівня, температури та тиску;
- шпindelі перебірного клапана;
- доступ до люка.

У нижній частині перебірки встановлюється перебірний клінет, що дозволяє використовувати насоси як однієї частини танка, так і обох частин. Танк встановлюється над другим дном на спеціальні кронштейни, виготовлені з твердих порід дерева, та утримується цими кронштейнами у вертикальному та горизонтальному напрямках. Крім цього, танк жорстко кріпиться до корпусу судна у своїй верхній центральній частині, таким чином, що він може вільно розширюватись та стискатися. Для танків такого типу потрібне встановлення вторинного бар'єру. Це вирішується використанням низькотемпературної сталі у конструкціях корпусу, що примикають до вантажного танка. Танки ізольовані складною пластинчастою ізоляцією. Ізоляція є багат шаровими ізоляційними панелями різної форми, як ізоляція використовується пінополістирол товщиною 250 мм а верхній ухил танка становить 45 градусів і висота майже 9 метрів. Вторинний бар'єр при цьому розміщується всередині шару ізоляції у вигляді сталеві мембрани і призначений для запобігання прямого контакту холодного вантажу з корпусом судна внаслідок протікання.

Вантажні танки відокремлені від інших відсіків і один від одного п'ятьма поперечними кофердами, які являють собою сухі відсіки.

Вантажні танки «Brilliance» типу В мають такі переваги, як висока безпека та надійність, тривалий термін служби конструкції, низькі витрати на технічне обслуговування вантажного танка, проста та ефективна система ізоляції, висока гнучкість завантаження вантажів, відсутність обмежень щодо завантаження рівня рідини та менше залишкового вантажу у вантажному танку. Танки типу В можуть транспортувати різні вантажі зрідженого газу, включаючи зріджений нафтовий газ (LPG), етилен та етан.

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
						19
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

від 3 до 4,0 бар (над.) під час роботи за допомогою регуляторів тиску. Дек танки використовуються як резервуари для зберігання палива FGSS.

Установка повторного зрідження зріджує BOG, що утворюється у вантажних танках і дек танках, конденсат, що утворився, повертається назад у вантажні танки.

Система повторного зрідження складається з трьох установок повторного зрідження, які розташовуються в компресорному відділенні на головній палубі. Кожна установка повторного зрідження може бути підключена до системи подавання паливного газу (FGSS) за допомогою патрубку, що дозволяє використовувати вантажний конденсат як додаткове паливо. В цьому випадку вантажний конденсат прямує від установки повторного зрідження до FGSS.

FGSS розташована також на головній палубі судна з лівого борту у віділенні FGSS.

Основна інформація про цільове судно вказано у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Основна інформація про танкер-газовоз «Bluebonnet»

Найменування	Значення
Вантажомісткість	99000 м ³
Головний двигун	MAN ES 6G60ME-C9.5-GIE with HP SCR
Встановлена макс. безперервна номінальна потужність (SMCR))	13972 кВт
Нормальна безперервна номінальна потужність (NCR)	12,575 кВт
Температура подавання палива у GVT	+45°C ± 10°C
Тиск подавання палива у GVT	380 бар (над.)
Витрата паливного газу в NCR	1881 кг/год
Паливний газ	Етан
BOG від вантажних танків	2970 кг/год

На рис. 2.2 представлена технологічна схема загальних систем повторного зрідження (вантажної системи) етану та подавання паливного газу (FGSS) до двигуна цільового VLEC танкера-газовозу.

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		21

Установка повторного зрідження є системою прямого зрідження вантажу, яка працює за каскадним циклом. Робочою речовиною нижнього каскаду є сам вантаж – етан (R170). Робоча речовина верхнього каскаду – пропілен (R1270).

Нижній каскад працює за циклом триступеневого стиснення з неповним проміжним охолодженням і VGC переохолоджувачем. До складу нижнього каскаду входить триступеневий вантажний компресор фірми Burckhardt Compression марки 3K-160-3K (I), проміжний охолоджувач (II), LPG конденсатор (III), випарник-конденсатор (IV), лінійний ресивер (V), дросельні пристрої (ДВ1^E, ДВ2^E), багатопотоковий теплообмінник VGC (VI), відокремлювач рідини (VII).

Верхній каскад працює за циклом Voorthees' із гвинтовим компресором із дозарядкою.

До складу верхнього каскаду входять: оливозаповнений одноступеневий гвинтовий компресор марки *Howden Compressors WRVH 255/110 58* (VIII), сепаратор-ресивер (IX), оливний насос (XIII), водяний теплообмінник (XIV), оливний фільтр (XV) конденсатор (X), лінійний ресивер (XI), економайзер холодоагенту (XII), запірні арматура та дросельні пристрої (ДВ1^R, ДВ2^R).

Робочі процеси нижнього каскаду

«Відпарний» газ BOG з танка потрапляє у відокремлювач рідини VII (точка 0^E), після чого всмоктується у вантажний компресор I (точка 1^E). У першому циліндрі пара вантажу стискається до проміжного тиску p_{np1}^E (точка 2^E). Стиснена пара етану зустрічається з перегрітою парою (точка 11^E), яка утворилася в багатопотоковому теплообміннику VGC. За рахунок процесу змішування двох потоків (2^E і 11^E) відбувається зниження температури кінця стиснення циліндра першого ступеня з утворенням потоку масовою витратою $M_{a(E)}^{kcc}$ (точка 3^E). Далі потік $M_{a(E)}^{kcc}$ прямує у другий циліндр вантажного компресора, стискається до тиску p_{np2}^E (точка 4^E). Перегріта пара (точка 4^E), що утворилася, охолоджується в міжступеневому охолоджувачі II (точка 5^E) і

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		22

направляється у третій циліндр вантажного компресора, де стискається до тиску конденсації нижнього каскаду p_k^E (точка 6^E). Для зменшення навантаження на випарник-конденсатор перегріта пара етилену охолоджується в LPG конденсаторі III (точка 6*^E). Далі пара прямує у випарник-конденсатор IV, який для нижнього каскаду є конденсатором. Конденсується (точка 7^E), віддаючи тепло холодоагенту верхнього каскаду (пропелену). Рідина, що утворилася, накопичується в лінійному ресивері V і направляється в VGC переохолоджувач VI, де переохолоджується до стану (точка 8^E). Далі потік переохолодженої рідини поділяється на дві частини. Одна частина у кількості $M_{a(E)}^{cl}$ дроселюється в ДВ2^E до тиску p_{np1}^E заходить у VGC переохолоджувач забираючи тепло у рідині процес (7^E-8^E), кипить і перегрівається (точка 11^E). Інша частина в кількості $M_{a(E)}^{knc}$ дроселюється в дросельному пристрої ДВ1^E до тиску вантажного танку (точка 10^E).

Робочі процеси верхнього каскаду

Потік холодоагенту (пропелену R1270) у стані перегрітої пари (точка 1^R) потрапляє у гвинтовий оливозаповнений компресор VIII, де відбувається двоступеневе стискання пари холодоагенту (точка 2^R). Двоступеневе стискання здійснюється в одній порожнині стискання компресора, за рахунок впорскування насиченої пари при проміжному тиску. Відділення холодоагенту від оливи після стиснення відбувається у сепараторі-ресивері IX. Олива охолоджується у водяному теплообміннику XIV та за допомогою насоса XIII повертається в гвинтовий компресор. Пара холодоагенту після стиснення у гвинтовому компресорі (точка 2^R) прямує у конденсатор X, де відбувається відведення тепла від усієї установки у навколишнє середовище (точка 3^R).

Рідкий холодильний агент, що утворився в результаті конденсації, після лінійного ресиверу XI поділяється на два потоки. Перший потік у кількості $M_{a(R)}^{ek}$ дроселюється в ДВ2^R, прямує в економайзер холодоагенту XII (точка 4^R), де кипить (точка 4^{R//}), забираючи тепло другого потоку $M_{a(R)}^{knc}$, який у свою чергу

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
						23
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

переохолоджується (точка 4^R). Насичена пара з тиском p_0^{R*} після економайзера, впорскується в додатковий порт гвинтового компресора (точка 4^{R/}). Переохолоджена рідина з тиском p_k^R (точка 5^R) дроселюється в ДВ1^R (точка 6) і прямує у випарник-конденсатор IV, де кипить забираючи тепло робочої речовини нижнього каскаду (точка 0^R).

Робота FGSS

FGSS забезпечує подавання етану (палива) при необхідному тиску, температурі та витраті в газорозподільний механізм (GWT), що поставляється основним виробником головного двигуна.

До складу FGSS входять такі компоненти: два дек танка зрідженого етану (XX і XXI), в яких знаходяться відцентрові насоси низького тиску LP (XXII) марки (P-1201/1251), фільтр низького тиску LP (XXIII) марки F-F101/F102, вхідний фільтр (XXIV), два поршневі насоси високого тиску HP (XXV) марки P-F800 та P-F850, випарник етану (XXVI), допоміжні системи, яка включає систему прісної води/гліколю (рис. 2.3), газорозподільний механізм (GVT) (XXVII) та головний двигун (ME) (XXVIII).

Дек танки заповнюються за допомогою занурювальних насосів вантажних танків або паливоперекачуючих насосів EFP (XIX) вантажного танка XVII, коли занурювальні насоси не можуть працювати, або шляхом прямого бункерування з берега через рідинні колектори системи.

Під час нормальної роботи FGSS установка по повторному зрідженню керує рециркуляцією енергії із системи FGSS і будь-яким природним попаданням тепла в дек танки, підтримуючи робочий тиск нижче 4,0 бар (над.).

Робочі процеси FGSS

Насоси низького тиску LP XXII перекачують етан із відповідного дек танка (XX, XXI) у систему FGSS процес (1^F-2^F). Тиск на виході з насоса LP становить приблизно 13,5 бар (точка 2^F). Такий тиск обрано для забезпечення достатнього позитивного тиску всмоктування для насосів високого тиску HP, щоб уникнути

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		24

кавітації. У системі підготовки паливного газу конденсат із установки повторного зрідження об'єднуюватиметься з паливом із насосів LP за допомогою регулятора. Об'єднаний потік палива проходить через фільтр низького тиску LP XXIII, потім вхідний фільтр XXIII. Необхідний рівень фільтрації становить 10 мікронів. Насоси високого тиску HP XXV підвищують тиск етану до необхідного тиску нагнітання двигуна в 200-385 бар (над.) процес (2^F-3^F) (залежно від вимог двигуна до додаткового палива) на виході із блоку. Після насосів HP етан високого тиску нагрівається у випарнику XXVI з використанням теплоносія (прісна вода/гліколь), де відбувається підвищення температури етану до необхідного діапазону продуктивності двигуна від 35°C до 57°C процес (3^F-4^F).

Після випарника етан виходить із системи підготовки паливного газу і проходить через газорозподільний механізм XXVII, а потім через трубопровід з подвійними стінками, що надходить до двигуна.

Система нагрівання прісної води/гліколю (W/G)

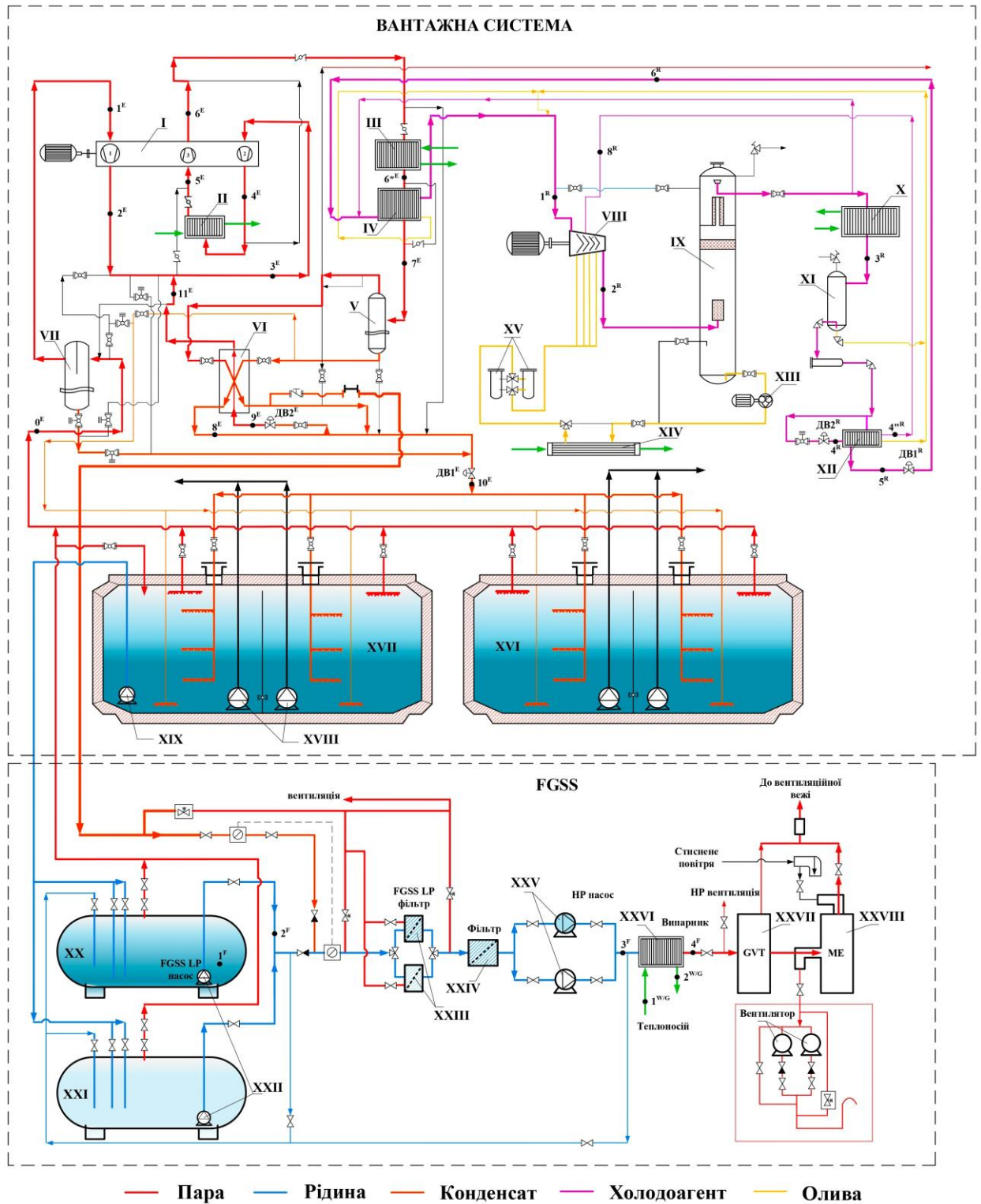
FGSS оснащена системою нагрівання теплоносія W/G. В якості теплоносія використовується розчин прісної води/гліколь замкнутого циклу для підвищення температури етану у випарнику до температури подавання в двигун.

Принципова схема системи нагрівання етану теплоносієм W/G FGSS представлена на рис.2.3.

Насоси W/G марки P-F531/P-F532 XXX перекачують теплоносій, який є сумішшю етиленгліколю і прісної води в масовому співвідношенні 50/50 з розширювального бака XXIX до теплообмінника XXXI, де теплоносій нагрівається до температури 55°C парою отриманою в паровому котлі. Конденсат, що утворився, повертається в суднову конденсаційну систему через конденсатовідвідник. Теплоносій з температурою 55°C надходить у випарник і нагріває етан процес (3^F-4^F) для подавання в двигун, сам при цьому

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
						25
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

охолоджується процес ($1^{W/G}-2^{W/G}$) і залишає випарник при температурі 45°C , повертаючись у розширювальний бак.



Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата

KPM.KT.1.897-03.2.3

лист

26

Рисунок.2.2 – Технологічна схема загальних систем повторного зрідження (вантажної системи) етану та подавання паливного газу (FGSS) до двигуна танкера-газовозу «Bluebonnet»

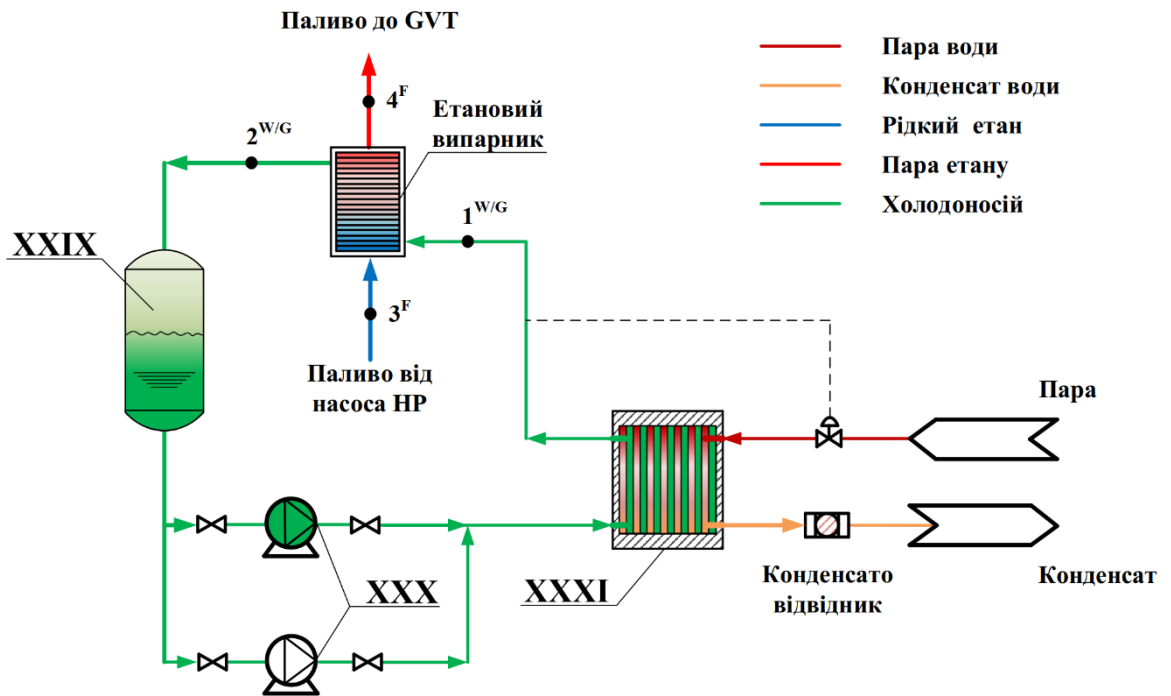


Рисунок.2.3 – Принципова схема системи нагрівання етану теплоносієм W/G FGSS

Таблиця 2.2 – Параметри роботи установки повторного зрідження під час ходових випробувань

Параметр	Значення
Нижній каскад	
Склад газу етан, %	100
Тиск BOG, бар (над)	0,08
Температура BOG, °C	-87,30
Тиск на всмоктуванні у перший циліндр компресора P_0^E , бар (над)	0,08
Температура всмоктування у перший циліндр компресора E_1^E , °C	-56,0
Тиск на нагнітання в першому циліндрі компресора, бар (над)	1,90
Температура нагнітання у першому циліндрі компресора T_2^E , °C	18,0
Температура всмоктування у другому циліндрі компресора T_3^E , °C	9,20
Температура нагнітання у другому циліндрі компресора T_4^E , °C	73,0
Температура всмоктування у третьому циліндрі компресора T_5^E , °C	37,0
Температура нагнітання в третьому циліндрі компресора T_6^E , °C	85,0
ККД вантажного компресора *	0,75
Тиск всмоктування в третьому циліндрі компресора, бар (над)	5,0
Тиск нагнітання в третьому циліндрі компресора, бар (над)	13,1
Температура на виході з конденсатора LPG T_6^{*E} , °C	46,8
Температура на виході з випарника-конденсатора T_7^E , °C	-20,2
Температура рідкого етану на виході з теплообмінника VGC T_8^E , °C	-63,8
Кількість рідкого етану, що відбирається на ДВ2 ^E , %	25,0
Температура пари на виході з теплообмінника VGC T_{11}^E , °C	-23,0
Дійсна об'ємна продуктивність компресора на всмоктуванні в перший циліндр $*V_{d(1)}^E$, м ³ ·год ⁻¹	1610*
Верхній каскад	
Склад газу пропілен, %	100
Тиск на всмоктуванні в компресор, P_0^R , бар (над)	1,10
Температура на всмоктуванні в компресор T_1^R , °C	-13,0
Тиск пари, що впорскується в компресор після економайзера, P_0^{*R} , бар (над)	2,50
Температура пари, що впорскується в компресор після економайзера, T_8^R , °C	-9,20
Тиск нагнітання в компресорі P_k^R , бар (над)	15,60
Температура нагнітання компресора T_2^R , °C	78,0
Температура після конденсатора, T_3^R , °C	40,307
Кількість рідкого холодоагенту, що відбирається на ДВ2R у, %	51,0
Ефективність компресора*	0,85
Теоретична об'ємна продуктивність компресора $*V_0^R$, м ³ ·год ⁻¹	1609,94*
* Відповідно до судових інструкцій	

Таблиця 2.3 – Параметри етанової FGSS в процесі ходових випробувань судна

Параметр	Значення
Склад газу етан, %	100
Об'єм дек танка $V^{SB*}_{(dek)}$, м ³	510,015
Тиск у дек танку starboard (SB) $P1^F$, бар (над)	4,0
Температура рідини в дек танку SB $T1^F$, °C	-52,9
Тип насосу LP- відцентровий *	
Тиск на виході з насосу LP (SB) $P2^F$, бар (над)	12,9
Витрата рідини на виході з насоса LP (SB) \dot{V}_F^{LP} , м ³ /ГОД	5,1
Номінальний диференціальний напір H_{LP} , мl*	150
Ефективність насоса LP η_{LP} *	0,55
Частота (синхронна) n_{LP} , об/хв	3600
Тип насосу НР- Поршневий, 3-циліндровий *	
Об'ємна витрата рідини на вході в насос НР \dot{V}_F^{HP} , м ³ /ч	5,05
Тиск на виході з насосу НР $P3^F$, бар (над)	381
Номінальний диференціальний напір $H_{НР}$, (mlc)*	6651
Ефективність насосу НР, $\eta_{НР}$ *	0,75
Частота (синхронна) $n_{НР}$ *, об/хв	1189
Тип випарника - кожухотрубний	
Площа поверхні теплообміну випарника F^* , м ²	14,2
Номінальний коефіцієнт теплопередавання випарника k^* , Вт/м ² °C	416,1
Температура газу після випарника $T4^F$, °C	52
Теплоносій - рідина 50/50 прісна вода/етиленгліколь	
* Температура теплоносія на вході у випарник $T1^{W/G}$, °C	55
* Температура теплоносія на виході з випарника $T2^{W/G}$ °C	45

* Відповідно до до суднових інструкцій

**Під час ходових випробувань системи FGSS дек танки були заправлені газом за допомогою паливно-перекачувального насоса EFP (XIX) вантажного танка XVII.

Для спрощення моделі не враховуються гідравлічні втрати у трубопроводах та теплові втрати у теплообмінниках.

На основі даних ходових випробувань було змодельовано термодинамічний цикл системи повторного зрідження та FGSS (рис. 2.7), визначено параметри у вузлових точках циклів (табл. 2.4).

Для моделювання процесів системи використовується програма REFPROP [37].

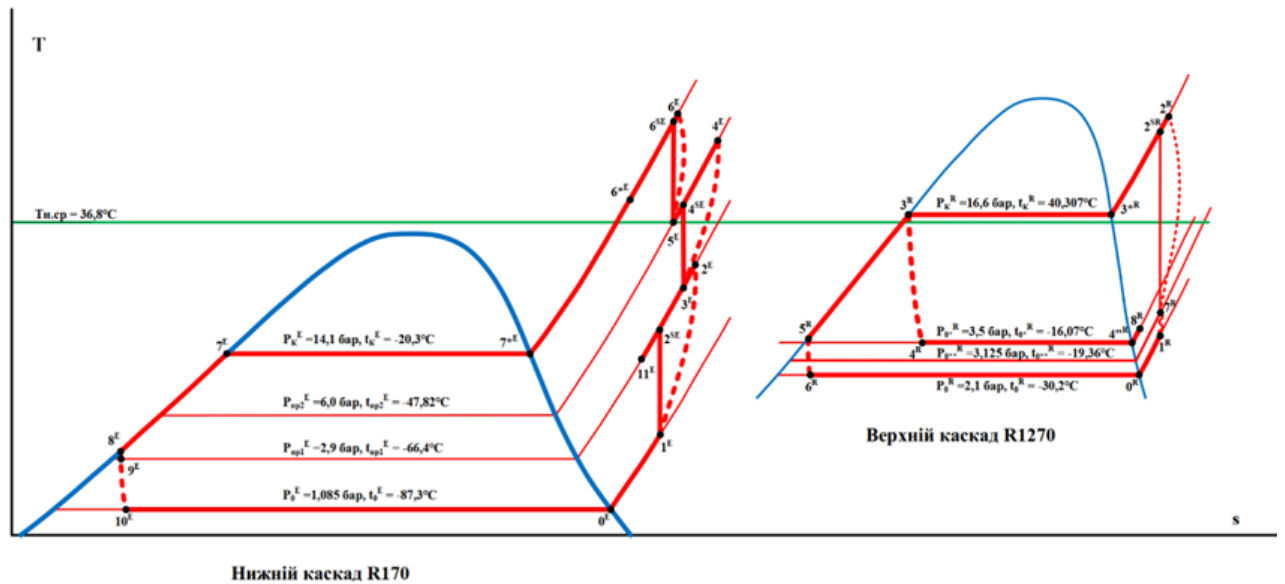


Рисунок 2.7 – Цикл каскадної установки повторного зрідження етану в діаграмі (T-s)

Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата

КРМ.КТ.1.897-03.2.3

лист

32

Таблиця 2.4 – Термодинамічні та ексергетичні дані для матеріальних потоків систем за результатами ходових випробувань

Стан	Мате-ріальний потік	M , кг/с	p , (бар)	t , °C	h , (кДж/кг)	s , (кДж/кг)	e^T , (кДж/кг)	e^M , (кДж/кг)	e^{PH} , (кДж/кг)
0 ^E	етан	0,822	1,08	-87,30	490,85	2,6411	43,682	5,2367	48,919
1 ^E		0,822	1,08	-56,00	536,74	2,8705	21,176	5,2367	26,413
2 ^E		0,822	2,90	18,00	651,74	3,0574	0,1721	85,516	85,688
2 ^{SE}		0,822	2,90	-12,23	600,16	2,8705	4,3100	85,516	89,830
3 ^E		1,068	2,90	9,132	636,31	3,0036	0,7826	85,516	86,299
4 ^E		1,068	6,00	73,00	749,40	3,1684	-3,2540	153,51	150,25
4 ^{SE}		1,068	6,00	44,82	694,70	3,0036	-8,8100	153,51	144,68
5 ^E		1,068	6,00	37,00	680,03	2,9569	-9,5650	153,51	143,94
6 ^E		1,068	14,1	85,00	761,95	2,9779	10,938	208,66	219,60
6 ^{SE}		1,068	14,1	81,40	754,48	2,9569	9,7290	208,66	218,39
7 ^E		1,068	14,1	-20,93	182,78	0,8260	73,339	208,66	282,00
8 ^E		1,068	14,1	-63,80	63,054	0,3078	108,12	208,66	316,78
9 ^E		0,246	2,90	-66,54	63,054	0,3185	228,06	85,516	313,58
10 ^E		0,822	1,08	-87,30	63,054	0,3394	302,13	5,2367	307,36
11 ^E		0,246	2,90	-23,00	582,44	2,8012	7,2580	85,516	92,804
6 ^{E*}		1,068	14,1	46,80	683,47	2,7463	1,5090	208,66	210,17
0 ^a	-	1,013	25	667,78	3,3986	-	-	-	
0 ^R	пропілен	1,432	2,100	-30,19	547,70	2,4507	8,5550	42,0508	50,606
1 ^R		1,432	2,100	-13,00	572,58	2,5496	3,9480	42,0508	45,998
2 ^R		2,163	16,60	78,00	686,72	2,5550	23,758	134,77	158,53
3 ^R		2,163	16,60	40,307	305,62	1,3529	1,0643	134,77	135,84
4 ^R		0,731	3,500	-16,07	305,62	1,4170	45,796	70,927	116,72
4 ^{/R}		0,731	3,500	-16,07	562,16	2,4149	4,8126	70,927	75,739
5 ^R		1,432	16,60	-10,70	174,78	0,8980	5,8529	134,77	140,62
6 ^R		1,432	2,100	-30,19	174,78	0,9150	93,504	42,051	135,55
7 ^R		2,163	3,125	-10,20	572,61	2,4757	3,4791	64,583	68,062
8 ^R		0,731	3,500	-9,20	572,68	2,4553	3,2877-	70,927	74,215
0 ^a	-	1,013	25	633,11	2,9069	-	-	-	
1 ^F	паливний газ (етан)	0,702	5,00	-52,9	90,674	0,4448	174,45	129,12	303,56
2 ^F		0,702	13,90	-52,9	91,294	0,4395	98,124	207,64	305,76
2* ^F		0,697	11,50	-52,9	91,25	0,4409	111,70	193,61	305,31
3 ^F		0,697	382,0	-37,67	163,59	0,4409	19,071	358,56	377,63
4 ^F		0,697	382,0	52	394,39	1,2686	3,1000	358,56	361,66
0 ^a	-	1,013	25	667,78	3,3986	-	-	-	
1 ^{W/G}	вода /	4,75	11	55	-70,423	0,0735	4,7670	0,9430	5,700
2 ^{W/G}	гліколь		11	45	-104,28	-0,0312	2,1450	0,9430	3,080
0 ^a	(50/50)		1.013	25	-171,86	-0,2475	-	-	-

^aЕталонний стан для ексергетичного аналізу.

Питомий об'єм у точках матеріальних потоків:

$v_1^E=0,54407 \text{ м}^3/\text{кг}$; $v_3^E=0,2621 \text{ м}^3/\text{кг}$; $v_5^E=0,1317 \text{ м}^3/\text{кг}$; $v_1^R=0,23315 \text{ м}^3/\text{кг}$; $v_7^R=0,13735 \text{ м}^3/\text{кг}$;
 $v_1^F=0,0020165 \text{ м}^3/\text{кг}$.

					KPM.KT.1.897-03.2.3				лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата					33

2.2.1 Енергетичний аналіз системи

Енергетичний аналіз є однією з найважливіших частин інженерного аналізу.

Він ґрунтується на принципі збереження енергії, тобто на першому законі термодинаміки. Таким чином, енергетичні баланси для кожного компонента системи повторного зрідження інтегрованої до системи подавання паливного газу без урахування кінетичних і потенційних енергетичних ефектів представлені в цьому розділі.

Енергетичний розрахунок циклу каскадної установки (системи повторного зрідження)

Нижній каскад (вантажний)

Питома холодопродуктивність установки:

$$q_0 = h_{0E} - h_{10E} = 490,75 - 63,054 = 427,696 \text{ кДж / кг} . \quad (2.1)$$

Питома робота стиснення I циліндра (адіабатна) вантажного компресора:

$$w_{кнс(E)}^a = h_{2E} - h_{1E} = 600,16 - 536,74 = 63,42 \text{ кДж / кг} \quad (2.2)$$

Питома робота стиснення 1 циліндра (дійсна) вантажного компресора :

$$w_{кнс(E)} = h_{2E} - h_{1E} = 651,74 - 536,74 = 115 \text{ кДж / кг} \quad (2.3)$$

Питома робота стиснення II циліндра (адіабатна) вантажного компресора:

$$w_{ксс(E)}^a = h_{4E} - h_{3E} = 694,70 - 636,31 = 58,39 \text{ кДж / кг} . \quad (2.4)$$

Питома робота стиснення II циліндра (дійсна)) вантажного компресора:

$$w_{ксс(E)} = h_{4E} - h_{3E} = 749,40 - 636,31 = 113,09 \text{ кДж / кг} . \quad (2.5)$$

Питома робота стиснення III циліндра (адіабатна)) вантажного компресора:

$$w_{ксс(E)}^a = h_{6E} - h_{5E} = 754,48 - 680,03 = 74,45 \text{ кДж / кг} . \quad (2.6)$$

Питома робота стиснення III циліндра (дійсна)) вантажного компресора:

$$w_{ксс(E)} = h_{6E} - h_{5E} = 761,95 - 680,03 = 81,92 \text{ кДж / кг} . \quad (2.7)$$

Питома об'ємна холодопродуктивність установки:

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		34

$$q_v = \frac{q_0}{v_{1E}} = \frac{427,696}{0,54407} = 786,104 \text{ кДж/кг} . \quad (2.8)$$

Питоме теплове навантаження в конденсаторі LPG:

$$q_{LPG(E)} = h_{6E} - h_{6*E} = 761,95 - 683,47 = 78,48 \text{ кДж/кг} . \quad (2.9)$$

Питоме теплове навантаження в конденсаторі-випарнику (етану):

$$q_{к-в(E)} = h_{6*E} - h_{7E} = 683,47 - 182,78 = 500,69 \text{ кДж/кг} . \quad (2.10)$$

Холодопродуктивність установки:

$$Q_0 = V_{\partial(E)}^{кнс} \cdot q_v = 0,4472 \cdot 786,104 = 351,545 \text{ кВт} . \quad (2.11)$$

Масова витрата агента через циліндр I ступеня вантажного компресора:

$$M_{a(E)}^{кнс} = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{351,545}{427,696} = 0,822 \text{ кг/с} . \quad (2.12)$$

Масова витрата агента через циліндр II ступеня вантажного компресора визначається по тепловому балансу VGC переохолоджувача:

$$M_{a(E)}^{ксс} \cdot h_{7E} + M_{a(E)}^{кл} \cdot h_{9E} = M_{a(E)}^{ксс} \cdot h_{8E} + M_{a(E)}^{кл} \cdot h_{11E} \quad (2.13)$$

де

$$M_{a(E)}^{кл} = M_{a(E)}^{ксс} - M_{a(E)}^{кнс} \quad (2.14)$$

$$M_{a(E)}^{ксс} = \frac{M_{a(E)}^{кнс} \cdot (h_{9E} - h_{11E})}{h_{7E} - h_{11E}} = \frac{0,822 \cdot (582,44 - 63,054)}{582,44 - 182,78} = 1,068 \text{ кг/с} \quad (2.15)$$

$$M_{a(E)}^{кл} = 1,068 - 0,822 = 0,2461 \text{ кг/с} \quad (2.16)$$

Масова витрата агента через циліндр III ступеня вантажного компресора дорівнює масовій витраті агента II ступеня вантажного компресора: $M_{a(E)}^{квс} = M_{a(E)}^{ксс}$.

Дійсна об'ємна продуктивність II ступеня вантажного компресора:

$$V_{\partial(E)}^{ксс} = M_{a(E)}^{ксс} \cdot v_{3E} = 1,068 \cdot 0,2621 = 0,280007 \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.17)$$

Дійсна об'ємна продуктивність III ступеня вантажного компресора:

$$V_{\partial(E)}^{квс} = M_{a(E)}^{квс} \cdot v_{5E} = 1,0682 \cdot 0,1317 = 0,14068 \text{ м}^3/\text{с} . \quad (2.18)$$

Коефіцієнт подавання циліндра I ступеня вантажного компресора:

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		35

$$\lambda_{I(E)}^{кнс} = \left(1 - c \left[\left(\frac{P_{np1}^E}{P_0^E} \right) - 1 \right] \right) \cdot \frac{T_0^E}{T_{np1}^E} = \left(1 - 0,01 \cdot \left[\left(\frac{2,9}{1,08} \right) \right] - 1 \right) \cdot \frac{185,85}{206,61} = 0,98 \cdot 0,9 = 0,884 \quad (2.19)$$

Коефіцієнт подавання циліндра II ступеня вантажного компресора:

$$\lambda_{II(E)}^{ксс} = \left(1 - c \left[\left(\frac{P_{np2}^E}{P_{np1}^E} \right) - 1 \right] \right) \cdot \frac{T_{np1}^E}{T_{np2}^E} = \left(1 - 0,01 \cdot \left[\left(\frac{6}{2,9} \right) \right] - 1 \right) \cdot \frac{206,61}{225,33} = 0,989 \cdot 0,91 = 0,89 \quad (2.20)$$

Коефіцієнт подавання циліндра III ступеня вантажного компресора:

$$\lambda_{III(E)}^{ксс} = \left(1 - c \left[\left(\frac{P_{\kappa}^E}{P_{np2}^E} \right) - 1 \right] \right) \cdot \frac{T_{np2}^E}{T_{\kappa}^E} = \left(1 - 0,01 \cdot \left[\left(\frac{14,1}{6} \right) \right] - 1 \right) \cdot \frac{225,33}{252,85} = 0,98 \cdot 0,89 = 0,87 \quad (2.21)$$

Теоретична об'ємна продуктивність циліндра I ступеня вантажного компресора:

$$V_{h(E)}^{кнс} = V_{\partial(E)}^{кнс} / \lambda_{I(E)}^{кнс} = 0,4472 / 0,884 = 0,5058 \text{ м}^3/\text{с} . \quad (2.22)$$

Теоретична об'ємна продуктивність циліндра II ступеня вантажного компресора:

$$V_{h(E)}^{ксс} = V_{\partial(E)}^{ксс} / \lambda_{II(E)}^{ксс} = 0,280007 / 0,89 = 0,3146 \text{ м}^3/\text{с} . \quad (2.23)$$

Теоретична об'ємна продуктивність циліндра III ступеня вантажного компресора:

$$V_{h(E)}^{квс} = V_{\partial(E)}^{квс} / \lambda_{III(E)}^{квс} = 0,1463 / 0,87 = 0,1681 \text{ м}^3/\text{с} . \quad (2.24)$$

Адіабатна потужність циліндра I ступеня компресора вантажного компресора:

$$N_{a(E)}^{кнс} = M_{a(E)}^{кнс} \cdot w_{кнс(E)}^a = 0,822 \cdot 63,42 = 52,13 \text{ кВт} . \quad (2.25)$$

Адіабатна потужність циліндра II ступеня компресора вантажного компресора:

$$N_{a(E)}^{ксс} = M_{a(E)}^{ксс} \cdot w_{ксс(E)}^a = 1,0682 \cdot 58,39 = 62,37 \text{ кВт} . \quad (2.26)$$

Адіабатна потужність циліндра III ступеня компресора вантажного компресора:

$$N_{a(E)}^{квс} = M_{a(E)}^{квс} \cdot w_{квс(E)}^a = 1,0682 \cdot 74,45 = 79,81 \text{ кВт} . \quad (2.27)$$

Індикаторний ККД циліндра I ступеня компресора: $\eta_{i(E)}^{кнс} = 0,55$.

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
						36
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

Індикаторний ККД циліндра II ступеня компресора: $\eta_{i(E)}^{ксс} = 0,52$.

Індикаторний ККД циліндра III ступеня компресора: $\eta_{i(E)}^{квс} = 0,91$.

Індикаторна потужність циліндра I ступеня вантажного компресора

$$N_{i(E)}^{кнс} = \frac{N_{a(E)}^{кнс}}{\eta_{i(E)}^{кнс}} = \frac{50,86}{0,55} = 94,53 \text{ кВт.} \quad (2.28)$$

Індикаторна потужність циліндра II ступеня вантажного компресора:

$$N_{i(E)}^{ксс} = \frac{N_{a(E)}^{ксс}}{\eta_{i(E)}^{ксс}} = \frac{62,37}{0,516} = 120,802 \text{ кВт.} \quad (2.29)$$

Індикаторна потужність циліндра III ступеня вантажного компресора:

$$N_{i(E)}^{квс} = \frac{N_{a(E)}^{квс}}{\eta_{i(E)}^{квс}} = \frac{79,52}{0,908} = 87,5 \text{ кВт.} \quad (2.30)$$

Потужність тертя циліндра I ступеня вантажного компресора:

$$N_{mp(E)}^{кнс} = V_{h(E)}^{кнс} \cdot p_{imp(E)} = 0,5058 \cdot 50 = 25,29 \text{ кВт.} \quad (2.31)$$

Потужність тертя II ступеня вантажного компресора:

$$N_{mp(E)}^{ксс} = V_{h(E)}^{ксс} \cdot p_{imp(E)} = 0,3146 \cdot 50 = 15,73 \text{ кВт.} \quad (2.32)$$

Потужність тертя III ступеня вантажного компресора:

$$N_{mp(E)}^{квс} = V_{h(E)}^{квс} \cdot p_{imp(E)} = 0,1681 \cdot 50 = 8,405 \text{ кВт.} \quad (2.33)$$

Ефективна потужність циліндра I ступеня компресора:

$$N_{e(E)}^{кнс} = N_{mp(E)}^{кнс} + N_{i(E)}^{кнс} = 25,29 + 94,53 = 119,82 \text{ кВт.} \quad (2.34)$$

Ефективна потужність II ступеня вантажного компресора:

$$N_{e(E)}^{ксс} = N_{mp(E)}^{ксс} + N_{i(E)}^{ксс} = 15,73 + 120,802 = 136,32 \text{ кВт.} \quad (2.35)$$

Ефективна потужність III ступеня вантажного компресора:

$$N_{e(E)}^{квс} = N_{mp(E)}^{квс} + N_{i(E)}^{квс} = 8,405 + 87,506 = 95,91 \text{ кВт.} \quad (2.36)$$

Сумарна ефективна потужність вантажного компресора:

$$\sum N_{e(E)} = N_{e(E)}^{кнс} + N_{e(E)}^{ксс} + N_{e(E)}^{квс} = 119,82 + 136,32 + 95,91 = 352,05 \text{ кВт.} \quad (2.37)$$

Верхній каскад (система холодоагенту)

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		37

Процес стиснення в компресорі Voorhees' розділяється на дві частини: перша частина процес SKM1 -стиснення від тиску p_0^R до p_0^{**R} , процес $(1^R+8^R) \rightarrow 7^R$, друга частина процес SKM2 -стиснення від тиску p_0^{**R} до p_k^R , процес $(7^R \rightarrow 2^R)$. Процес конденсації: $2^R \rightarrow 3^R$ при p_k^R ; переохолодження рідини в економайзер процес $(3^R \rightarrow 5^R)$ при p_k^R ; дроселювання в ДВ2^R $(3^R \rightarrow 4^R)$ від тиску p_k^R до тиску p_0^{*R} , дроселювання в ДВ1^R $(5^R \rightarrow 6^R)$ від тиску p_k^R до тиску p_0^R , кипіння холодоагенту у випарнику-конденсаторі процес $(6^R \rightarrow 0^R)$.

Цикл верхнього каскаду надано на рис.2.8.

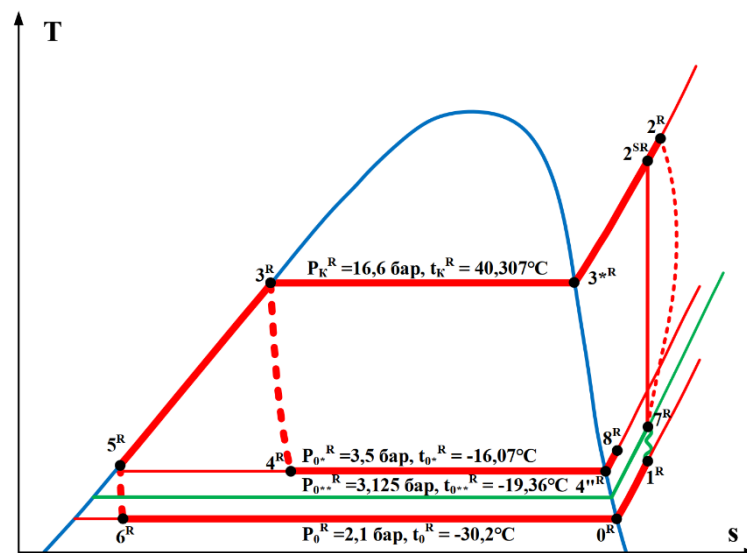


Рисунок 2.8 – Цикл верхнього каскаду установки повторного зрідження в діаграмі $(T-s)$

Приймаємо (умовно), що через конденсатор-випарник йде відносна доля витрати холодоагенту $m_{к-в} = 1$ кг, тоді відносну частку витрат через економайзер позначимо – y (у кг); відносна частка витрат через конденсатор $m_{кд} = (1+y)$ кг. Відповідно до ходових випробувань відносна частка витрат через економайзер складає $y = 51\% = 0,51$ кг.

Параметри точки змішування (7^R) , яка утворюється в результаті змішування в компресорі двох потоків: підгорнутого основного потоку в компресорі від тиску p_0^R до тиску p_0^{**R} і перегрітої пари точки (8^R) з тиском

p_0^{*R} , яка впорскується в порожнину стискання гвинтового компресора після економайзера.

Рівняння процесу змішування має вигляд:

$$h_{7^R} \cdot (1 + y) = h_{1^R} + h_{8^R} \cdot y, \quad (2.38)$$

Питомий об'єм у точці 7^R розраховується припускаючи, що загальна об'ємна витрата залишається незмінною за рівнянням:

$$v_{7^R} \cdot (1 + y) = v_1 \Rightarrow v_{7^R} = \frac{v_1}{(1 + y)} = \frac{0,23315}{1 + 0,51} = 0,13735 \text{ м}^3/\text{кг} \quad (2.39)$$

Ентальпія в точці (7^R) визначається як:

$$h_{7^R} = \frac{h_{1^R} + y h_{8^R}}{(1 + y)} = \frac{572,58 + 0,51 \cdot 572,68}{(1 + 0,51)} = 572,61 \text{ кДж/кг} \quad (2.40)$$

Тоді тиск умовного стиснення SKM1: $p_0^{**R} = f(v_{7^R}, h_{7^R}) \rightarrow p_0^{**R} = 3,125 \text{ бар}$

Питома робота, необхідна для процесу стиснення у гвинтовому компресорі Voorhees' визначається як:

— для стиснення в компресорі від p_0^R до тиску p_0^{**R} :

$$w_{(R)}^{SKM1} = v_1 \cdot (p_0^{**R} - p_0^R) = 0,23315 \cdot (3,125 - 2,1) \cdot 10^5 = 23,89 \text{ кДж/кг} \quad (2.41)$$

— для стиснення в компресорі від p_0^{**R} до p_k^R :

$$w_{(R)}^{SKM2} = (h_2^R - h_7^R) = (686,72 - 572,61) = 114,11 \text{ кДж/кг} \quad (2.41)$$

Загальна робота стиснення в компресорі:

$$\sum w^R = w_{(R)}^{SKM1} + w_{(R)}^{SKM2} = 114,11 + 23,89 = 138 \text{ кДж/кг} \quad (2.43)$$

Питоме тепло відведене в конденсаторі:

$$q_k = (h_{2^R} - h_{3^R}) \cdot (1 + y) = (686,72 - 305,62) \cdot 1,51 = 575,46 \text{ кДж/кг} \quad (2.45)$$

Масова витрата холодильного агента на всмоктуванні гвинтового компресора верхнього каскаду визначається по тепловому балансу випарника-конденсатора:

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		39

$$M_{a(E)}^{KBC} \cdot (h_{6^{*E}} - h_{7E}) = M_{a(R)}^{KHC} \cdot (h_{0R} - h_{6R}) \Rightarrow \quad (2.46)$$

$$M_{a(R)}^{KHC} = \frac{M_{a(E)}^{KBC} \cdot (h_{6^{*E}} - h_{7E})}{(h_{0R} - h_{6R})} = \frac{1,0682 \cdot (683,47 - 182,78)}{(547,70 - 174,78)} = 1,432 \text{ кг/с}. \quad (2.47)$$

Масова витрата робочої речовини через ДВ2^R:

$$M_{a(R)}^{ECO} = M_{a(R)}^{KHC} \cdot 0,51 = 1,432 \cdot 0,51 = 0,731 \text{ кг/с}. \quad (2.48)$$

Масова витрата холодильного агенту через конденсатор:

$$M_{a(R)}^{KBC} = M_{a(R)}^{KHC} + M_{a(R)}^{ECO} = 1,432 + 0,71 = 2,163 \text{ кг/с}. \quad (2.49)$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора *Howden Compressors WRVH 255/110 58* верхнього каскаду:

$$V_{o(R)} = M_{a(R)}^{KHC} \cdot v_{1R} = 1,432 \cdot 0,23315 = 0,3338 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (2.50)$$

Індикаторна потужність компресора верхнього каскаду:

$$\sum N_{i(R)} = M_{a(R)}^{KHC} \cdot w_{(R)}^{SCM1} + M_{a(R)}^{KBC} \cdot w_{(R)}^{SCM2}, \text{ кВт} \quad (2.51)$$

$$\sum N_{i(R)} = 1,432 \cdot 23,89 + 2,163 \cdot 114,11 = 281,03 \text{ кВт}$$

Відносна витрата оливи, що подається в гвинтовий компресор:

$$q_m = 0,75 + 0,3 \cdot \left(\frac{p_k^R}{p_0^R} \right) = 0,75 + 0,3 \cdot \left(\frac{16,6}{2,1} \right) = 3,12 \text{ кг оливи/кг агенту} \quad (2.53)$$

Масова витрата оливи:

$$M' = M_{a(R)}^{KBC} \cdot q_m = 2,163 \cdot 3,12 = 6,74 \text{ кг/с}. \quad (2.54)$$

Теплове навантаження на конденсатор:

$$Q_{кд} = M_{a(R)}^{KBC} \cdot (h_{2R} - h_{3R}) = 2,163 \cdot (686,72 - 305,62) = 824,3 \text{ кВт} \quad (2.55)$$

Теплове навантаження на конденсатор-випарник:

$$Q_{г-к} = M_{a(E)}^{KBC} \cdot (h_{6^{*E}} - h_{7E}) = M_{a(R)}^{KHC} \cdot (h_{0R} - h_{6R}) = 1,432 \cdot (547,7 - 174,78) = 534,02 \text{ кВт} \quad (2.56)$$

Теплове навантаження на економайзер холодоагенту:

$$Q_{кд} = M_{a(R)}^{KHC} \cdot (h_{3R} - h_{5R}) = M_{a(R)}^{EK} \cdot (h_{4^{*R}} - h_{4R}) = 1,32 \cdot (305,62 - 174,78) = 172,7 \text{ кВт} \quad (2.57)$$

Коефіцієнт перетворення оборотного циклу Карно каскадного циклу:

$$COP_{Карно} = \frac{T_o}{T_k - T_o} = \frac{185,7}{313,3 - 185,7} = 1,45. \quad (2.58)$$

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
						40
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP_{\delta} = \frac{Q_0}{\Sigma N_{i(E)} + N_{i(R)}} = \frac{351,545}{302,83 + 281,03} = 0,602. \quad (2.59)$$

Ступінь термодинамічної досконалості машини:

$$\eta_{стс}^{\delta} = \frac{COP_{\delta}}{COP_{Карно}} = \frac{0,602}{1,45} = 0,41. \quad (2.60)$$

Питоме енергоспоживання установки повторного зрідження на 1 кг BOG:

$$SPC_{BOG} = \frac{\Sigma N_{i(E)} + N_{i(R)}}{M_{a(E)}^{кис}} = \frac{302,83 + 281,03}{1,0682 \cdot 3600} = 0,151 \text{ кВт год/кг}. \quad (2.61)$$

Енергетичний розрахунок циклу системи подавання паливного газу (FGSS)

Потужність, необхідна для процесу стиснення в занурювальному насосі низького тиску (LP) FGSS розраховується з розрахунку того, що рідина не стискається і процес стиснення може вважатися ізотермічним:

$$N_{i(F)}^{LP} = \frac{(p_1^F - p_2^F) M_{a(F)}^{LP}}{\rho'^F \cdot \eta_{LP}}, \quad (2.62)$$

де: η_{LP} – ККД насоса;

$M_{a(F)}^{LP}$ – масова витрата паливного газу, кг/с;

p_1^F , p_2^F – тиск рідини до і після насоса, бар;

ρ'^F – густина рідини, кг/м³;

$\rho'^F = 495,91 \text{ кг/м}^3$.

$$N_{i(F)}^{LP} = \frac{0,702 \cdot (13,9 \cdot 10^5 - 5 \cdot 10^5)}{495,91 \cdot 0,55} = 2,29 \text{ кВт}.$$

Насос високого тиску (HP) є поршневым насосом, динамічні характеристики якого описуються докладною геометрією та швидкістю насоса. Враховуючи велику різницю тисків між вхідним та вихідним потоками, робоча рідина розглядається як стискання, і процес стиснення в насосі вважається ізентропним. [29].

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
						41
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

Потужність, необхідна для процесу стиснення в поршневному насосі високого тиску (HP) визначається як:

$$N_{i(F)}^{HP} = \frac{M_{a(F)}^{HP} \cdot (h_{3F} - h_{2F})}{\eta_{HP}} = \frac{0,697 \cdot (163,25 - 91,294)}{0,75} = 67,2 \text{ кВт}, \quad (2.63)$$

де η_{HP} – ККД насоса високого тиску;

Теплове навантаження на випарник FGSS:

$$\dot{Q}_B^{HP} = M_{a(F)}^{HP} \cdot (h_{4F} - h_{3F}) = 0,697 \cdot (394,39 - 163,25) = 161,1 \text{ кВт}. \quad (2.64)$$

Питоме енергоспоживання системи подавання паливного газу (FGSS) на 1 кг палива:

$$SPC_{FGSS} = \frac{N_{i(F)}^{LP} + N_{i(F)}^{HP}}{M_{a(F)}^{LP}} = \frac{2,29 + 46,6}{2527,2} = 0,01934 \text{ кВт год/кг} \quad (2.65)$$

Масова витрата теплоносія (W/G), що подається у випарник етану, визначається за тепловим балансом випарника:

$$M_{a(F)}^{HP} \cdot (h_{4F} - h_{3F}) = M_{a(W/G)} \cdot (h_{1W/F} - h_{2W/F}) \quad (2.66)$$

$$M_{a(W/G)} = \frac{M_{a(F)}^{HP} \cdot (h_{4F} - h_{3F})}{(h_{1W/F} - h_{2W/F})} = \frac{0,697 \cdot (394,39 - 163,25)}{(-70,423 + 104,28)} = 4,758 \text{ кг/с}. \quad (2.67)$$

Результати енергетичного аналізу системи представлені в таблиці 2.5.

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
						42
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

Таблиця 2.5 – Результати моделювання системи та енергетичний аналіз

Параметр	Значення
Холодопродуктивність Q_0 , кВт	351,5
Масова витрата етану у вантажному компресорі I ступеня $M_{a(E)}^{KHC}$, кг·с ⁻¹	0,822
Масова витрата етану у вантажному компресорі II ступеня $M_{a(E)}^{KCC}$, кг·с ⁻¹	1,068
Масова витрата етану у вантажному компресорі III ступеня $M_{a(E)}^{KBC}$, кг·с ⁻¹	1,068
Масова витрата етану через розширювальний вентиль ДВ2 ^E $M_{a(E)}^{CL}$, кг·с ⁻¹	0,246
Потужність, яка необхідна для процесу стиснення I ступеня вантажного компресора $N_{i(E)}^{KHC}$, кВт	94,53
Потужність, яка необхідна для процесу стиснення у II ступені вантажного компресора $N_{i(E)}^{KCC}$, кВт	120,8
Потужність, необхідна для процесу стиснення у III ступені вантажного компресора $N_{i(E)}^{KBC}$, кВт	87,50
Загальна потужність, яка необхідна процесу стиснення у вантажному компресорі $\sum N_{i(E)}$, кВт	302,83
Масова витрата холодоагенту на всмоктуванні гвинтового компресора $M_{a(R)}^{KHC}$, кг·с ⁻¹	1,432
Масова витрата холодоагенту через розширювальний вентиль ДВ2 ^R $M_{a(R)}^{EK}$, кг·с ⁻¹	0,731
Масова витрата холодоагенту через конденсатор $M_{a(R)}^{KBC}$, кг·с ⁻¹	2,163
Потужність, яка необхідна для процесу стиснення в компресорі від p_0^R до p_0^{**R} $N_{i(R)}^{KBC}$, кВт	34,21
Потужність, яка необхідна для процесу стиснення в компресорі від p_0^{**R} до p_k^R $N_{i(R)}^{KBC}$, кВт	246,8
Загальна потужність, яка необхідна для процесу стиснення у гвинтовому компресорі, $\sum N_{i(R)}$, кВт	281,0
Коефіцієнт перетворення COP_δ	0,602
Ступінь термодинамічної досконалості циклу η , %	41,0
Питоме енергоспоживання установки повторного зрідження BOG, SPC_{BOG} , кВт год/кг	0,151
Потужність, яка необхідна для процесу стиснення у відцентровому насосі LP $N_{i(F)}^{LP}$, кВт	2,29
Масова витрата паливного газу на виході з насоса LP (SB) $M_{a(F)}^{LP}$, кг·с ⁻¹	0,702
Масова витрата паливного газу на вході в насос HP $M_{a(F)}^{HP}$, кг·с ⁻¹	0,697
Потужність, яка необхідна для процесу стиснення в поршневному насосі HP, $N_{i(F)}^{HP}$, кВт	67,22
Теплове навантаження на випарник FGSS \dot{Q}_B^{HP} , кВт	160,8
Масова витрата теплоносія $M_{a(W/G)}$, кг·с ⁻¹	4,758
Питоме енергоспоживання системи подавання паливного газу, SPC_{FGSS} , кВт год/кг	0,019

Енергетичні баланси широко використовуються при проектуванні та аналізі систем перетворення енергії. Єдиним недоліком ефективності, виявленим при енергетичному аналізі системи, є передавання енергії із системи, яка надалі не використовується у всій установці.

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
						43
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

Другий закон термодинаміки доповнює та покращує енергетичний баланс, дозволяючи розрахувати як справжню термодинамічну цінність носія енергії, так і реальну термодинамічну неефективність процесів або систем [30].

2.3 Метод оцінки продуктивності системи

Бортови системи (повторного зрідження BOG та система подавання паливного газу) являють собою енергоперетворювальні системи, які характеризуються явно вираженим цільовим призначенням. Вони складаються із значної кількості взаємодіючих компонентів, режим роботи яких описується великою кількістю параметрів. Процеси, що відбуваються в таких системах нерівноважні і необоротні.

Відомо, що завдання термодинамічного аналізу полягає не тільки в оцінюванні термодинамічної ефективності енергоперетворювальної системи в цілому, але і в тому, щоб сприяти її подальшому вдосконаленню шляхом пошуку тих компонентів, поліпшення яких здатне найбільше вплинути на зростання загальної ефективності. У разі це означає вміння правильно розподілити загальні енерговитрати на кожному компоненті і, навпаки, за витратами у компонентах визначати загальне енергоспоживання системи.

В даний час ефективність компонентів енергоперетворювальних систем у ряді випадків досягла своєї «технічної межі», за якої вдосконалення конструкцій окремих елементів установки вже не має суттєвого впливу на підвищення ефективності всієї системи. Тим часом можливості поліпшення структури їх технологічних схем ще далеко не вичерпані. Останнє вимагає глибокого вивчення особливостей міжелементних зв'язків у технологічній схемі установки.

Як відомо [31], неефективність одного компонента системи може бути пов'язана з іншим компонентом, що входить до складу загальної технологічної схеми. Існування структурних зв'язків у технологічних схемах енергоперетворювальних систем зазначено В.С. Мартиновським. Незворотність одного з вузлів установки може бути зменшена незворотністю іншого вузла.

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		44

Таким чином розвиток методів термодинамічного аналізу ведеться у напрямку вивчення структури системи та взаємозв'язків між її компонентами. При системно-структурному аналізі енергоперетворювальних систем використовується як класичний апарат технічної термодинаміки, так і прикладна термодинаміка.

Сучасні методи аналізу процесів, засновані на ексергетичному аналізі, оскільки він пропонує краще уявлення процесу і є потужним інструментом оцінки ефективності енергоперетворювальної системи.

Оскільки система повторного зрідження BOG у поєднанні з FGSS є найбільш енергоємним процесом на судні, ексергетичний аналіз допоможе виявити справжні неефективні процеси і, отже, виділити області поліпшення всієї системи.

2.3.1 Ексергетичний аналіз системи

Ексергія — це теоретичний максимум корисної роботи (механічної або електричної), яку можна отримати від теплової системи, оскільки вона наводиться в термодинамічній рівновазі з еталонним середовищем, тоді як передавання тепла відбувається лише з цим середовищем.

Або, іншими словами, ексергія - це теоретичний мінімум роботи, необхідний для утворення певної кількості речовини з речовин, що знаходяться в навколишньому середовищі, та доведення речовини до заданого стану. Отже, ексергія є мірою відхилення системи від стану еталонної середовища. Процеси у всіх реальних системах перетворення енергії незворотні і частина ексергії, що надійшла до всієї системи, руйнується (відбувається деструкція). Лише у оборотному процесі ексергія залишається постійною.

Другий закон термодинаміки доповнює та покращує енергетичний баланс, дозволяючи розраховувати як справжню термодинамічну цінність системи, так і реальну термодинамічну неефективність в окремих процесах чи системи загалом.

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		45

Реальна неефективність системи - це деструкція ексергії, що відбувається всередині меж системи, і втрати ексергії, які являють собою передавання ексергії з системи, яка надалі не використовується в установці.

При створенні математичної моделі сучасного ексергетичного аналізу використовують поняття: «паливо» (*fuel*), «продукт» (*product*), «деструкція ексергії» (*exergy destruction*), «втрати ексергії» (*exergy losses*)

Концепцію ексергетичного методу викладено в роботах [32, 33, 34].

Ексергія "продукту" - це бажаний результат (виражений в термінах ексергії), що досягається системою.

Ексергія «палива» представляє ексергетичні ресурси, витрачені на створення ексергії продукту.

У поняття ексергії палива $E_{F(k)}$ для k -го компонента системи входять:

- ексергія всіх потоків, що обриваються на вході до даного елемента, які включають ексергію енергетичного потоку, що споживається даним елементом;
- всі зменшення ексергії між входом і виходом з безперервних (транзитних) потоків ексергії; – всі збільшення ексергії між вхідними та вихідними потоками, які не відповідають цілям цього елемента.

У поняття ексергії продукту $E_{P(k)}$ для для k -го елемента системи входять:

- ексергія всіх потоків, що виходять з розглянутого елемента, які включають ексергію енергетичного потоку, вироблену у даному елементі;
- всі збільшення ексергії між входом і виходом для безперервних енергетичних потоків, що забезпечують цільове призначення елемента.

Поняття «паливо» і «продукт» використовуються для аналізу системи в цілому ($E_{F(tot)}, E_{P(tot)}$).

«Деструкція ексергії» E_D – внутрішні необоротні втрати в компоненті, пов'язані з теплообміном при кінцевій різниці температур і з рухом потоків з тертям;

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		46

Деструкція ексергії є додатковою наявною роботою для отримання позитивного ефекту порівняно з теоретичною.

«Втрати ексергії» E_L обумовлені взаємодією компонентів з навколишнім середовищем (теплообмін за відсутністю термічної рівноваги між середовищем і зовнішньою поверхнею компонента), тобто передавання ексергії в навколишнє середовище. При відсутності інформації про конкретну конструкцію моделі компонента втрати ексергії в ньому приймаються рівними нулю.

Ексергетичний баланс усієї системи складає [35]:

$$\dot{E}_{F,tot} = \dot{E}_{P,tot} + \sum_k \dot{E}_{D,k} + \dot{E}_{L,tot}, \text{ кВт.} \quad (2.68)$$

Для окремого компоненту системи (індекс k) складає:

$$\dot{E}_{F,k} = \dot{E}_{P,k} + \sum_k \dot{E}_{D,k}, \text{ кВт.} \quad (2.69)$$

Сумарна ексергія, пов'язана з k матеріальним потоком є сумою фізичної та хімічної ексергій:

$$\dot{E} = \dot{E}^\Phi + \dot{E}^X \quad (2.70)$$

Оскільки всередині компонентів немає жодних хімічних реакцій у аналізованій системі використовується лише фізична ексергія, пов'язана з k-м матеріальним потоком:

$$\dot{E}_k^\Phi = M_{a,k} \cdot e_k^\Phi = M_{a,k} \cdot [(h_k - h_0) - T_0 \cdot (s_k - s_0)], \text{ кВт.}, \quad (2.71)$$

де індекс 0 відноситься до значень властивостей однакової масової витрати при температурі T_0 і тиску p_0 еталонного стану. Еталонний стан ексергетичного аналізу: температура навколишнього середовища становить 25°C , а тиск навколишнього середовища 1,013 бар.

Відповідно до теоретичного підходу [33] питома фізична ексергія поділяється на термічну e_k^T та механічну e_k^M складові:

$$e_k^\Phi = e_k^T + e_k^M, \text{ кДж/кг.} \quad (2.72)$$

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
						47
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

У всіх компонентах (крім конденсатора, попереднього охолоджувача та LPG конденсатора) досліджуваної системи, або всі температури нижчі контрольної температури T_0 , або ця температура перетинається під час роботи системи.

Термічна складова питомої ексергії потоку робочої речовини в k -тому компоненті визначається з рівняння:

$$e_k^T = (h_k - h_{k,X}) - T_0 \cdot (s_k - s_{k,X}) \quad , \text{кДж/кг.} \quad (2.73)$$

Механічна складова питомої ексергії потоку робочої речовини в k -тому компоненті визначається з рівняння:

$$e_k^T = (h_{k,X} - h_{k,0}) - T_0 \cdot (s_{k,X} - s_{k,0}) \quad , \text{кДж/кг.,} \quad (2.74)$$

де точка $X (T_0, p)$ визначена при заданому тиску p k -го потоку та температури T_0 середовища.

Втрата ексергії E_L тут пов'язана із загальною системою, але не з компонентом, оскільки кожен потік ексергії, що виходить з компонента, розглядається або на стороні палива, або на стороні продукту.

Для ексергетичної оцінки використовуються такі критерії:

Відносна деструкція ексергії:

$$y_k = \frac{E_{D(k)}}{E_{F(tot)}} \quad (2.8)$$

Відносні втрати ексергії:

$$y_k = \frac{E_{L(k)}}{E_{F(tot)}} \quad (2.9)$$

Ексергетична ефективність:

$$\varepsilon_k = \frac{E_{P,k}}{E_{F,k}} = 1 - \frac{E_{D,k} + E_{L,k}}{E_{F,k}} \quad (2.10)$$

Розглянемо ексергетичний аналіз компонентів систем: повторного зрідження та FGSS. Визначення ексергії палива і ексергії продукту для всіх

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
						48
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

компонентів систем, а також для систем в цілому, які наведені в таблиці 2.6, 2.7 відповідають підходу SPECO [36].

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		49

Таблиця 2.6 – Визначення ексергії палива та ексергії продукту для кожного компонента системи повторного зрідження BOG

Компонент	$\dot{E}_{F,k}$	$\dot{E}_{P,k}$	$\dot{E}_{D,k}$
КМІ	$N_{i(E)}^{кнс} + M_{a(E)}^{кнс} \cdot e_{1^R}^T$	$M_{a(E)}^{кнс} \cdot (e_{2^E}^M - e_{1^E}^M) +$ $+ M_{a(E)}^{кнс} \cdot e_{2^E}^T$	$\dot{E}_{F,КМІ} - \dot{E}_{P,КМІ}$
КМІІ	$N_{i(E)}^{ксс} + M_{a(E)}^{ксс} \cdot e_{3^E}^T$	$M_{a(E)}^{ксс} \cdot (e_{4^E}^M - e_{3^E}^M) +$ $+ M_{a(E)}^{ксс} \cdot e_{4^E}^T$	$\dot{E}_{F,КМІІ} - \dot{E}_{P,КМІІ}$
КМІІІ	$N_{i(E)}^{квс} + M_{a(E)}^{квс} \cdot e_{5^E}^T$	$M_{a(E)}^{квс} \cdot (e_{6^E}^M - e_{5^E}^M) + M_{a(E)}^{квс} \cdot e_{6^E}^T$	$\dot{E}_{F,КМІІІ} - \dot{E}_{P,КМІІІ}$
КМ ^E	$\dot{E}_{F,КМІ} + \dot{E}_{F,КМІІ} + \dot{E}_{F,КМІІІ}$	$\dot{E}_{P,КМІ} + \dot{E}_{P,КМІІ} + \dot{E}_{P,КМІІІ}$	$\dot{E}_{F,КМ^E} - \dot{E}_{P,КМ^E}$
РОХ	є дисипативним компонентом		$M_{a(E)}^{ксс} \cdot (e_{4^E}^\Phi - e_{5^E}^\Phi)$
LPG КД	є дисипативним компонентом		$M_{a(E)}^{квс} \cdot (e_{6^E}^\Phi - e_{6^{*E}}^\Phi)$
В-К	$M_{a(R)}^{кнс} \cdot (e_{6^R}^T - e_{0^R}^T) + M_{a(R)}^{кнс} \cdot (e_{6^R}^M - e_{0^R}^M) +$ $+ M_{a(E)}^{квс} \cdot (e_{6^{*E}}^M - e_{7^E}^M) + M_{a(E)}^{квс} \cdot e_{6^{*E}}^T$	$M_{a(E)}^{квс} \cdot e_{7^E}^T$	$\dot{E}_{F,В-К} - \dot{E}_{P,В-К}$
VGC	$M_{a(E)}^{сл} \cdot (e_{9^E}^T - e_{11^E}^T) + M_{a(E)}^{сл} \cdot (e_{9^E}^M - e_{11^E}^M) +$ $+ M_{a(E)}^{квс} \cdot (e_{7^E}^M - e_{8^E}^M) + M_{a(E)}^{квс} \cdot e_{7^E}^T$	$M_{a(E)}^{квс} \cdot e_{8^E}^T$	$\dot{E}_{F,VGC} - \dot{E}_{P,VGC}$
ДВ2 ^E	$M_{a(E)}^{сл} \cdot (e_{8^E}^M - e_{9^E}^M) + M_{a(E)}^{сл} \cdot e_{8^E}^T$	$M_{a(E)}^{сл} \cdot e_{9^E}^T$	$\dot{E}_{F,ДВ2^E} - \dot{E}_{P,ДВ2^E}$
ДВ1 ^E	$M_{a(E)}^{кнс} \cdot (e_{8^E}^M - e_{10^E}^M)$	$M_{a(E)}^{кнс} \cdot (e_{10^E}^T - e_{8^E}^T)$	$\dot{E}_{F,ДВ1^E} - \dot{E}_{P,ДВ1^E}$
SKM1	$N_{i(R)}^{SKM1} + M_{a(R)}^{ECO} \cdot (e_{8^R}^M - e_{7^R}^M) +$ $+ M_{a(R)}^{кнс} \cdot (e_{1^R}^T - e_{7^R}^T)$	$M_{a(R)}^{ECO} \cdot (e_{7^R}^T - e_{8^R}^T) +$ $+ M_{a(R)}^{кнс} \cdot (e_{7^R}^M - e_{1^R}^M)$	$\dot{E}_{F,SKM1} - \dot{E}_{P,SKM1}$
SKM2	$N_{i(R)}^{SKM2} + M_{a(R)}^{квс} \cdot e_{7^R}^T$	$M_{a(R)}^{квс} \cdot (e_{2^R}^T) +$ $+ M_{a(R)}^{квс} \cdot (e_{2^R}^M - e_{7^R}^M)$	$\dot{E}_{F,SKM2} - \dot{E}_{P,SKM2}$
SKM ^R	$\dot{E}_{F,SKM1} + \dot{E}_{F,SKM2}$	$\dot{E}_{P,SKM1} + \dot{E}_{P,SKM2}$	$\dot{E}_{F,SKM^R} - \dot{E}_{P,SKM^R}$
КД	є дисипативним компонентом		
ECO	$M_{a(R)}^{кнс} \cdot (e_{3^R}^M - e_{5^R}^M) + M_{a(R)}^{ECO} \cdot (e_{4^R}^M - e_{4^{*R}}^M) +$ $+ M_{a(R)}^{ECO} \cdot (e_{4^R}^T - e_{4^{*R}}^T) + M_{a(R)}^{кнс} \cdot e_{3^R}^T$	$M_{a(R)}^{кнс} \cdot e_{5^R}^T$	$\dot{E}_{F,ECO} - \dot{E}_{P,ECO}$

ДВ2 ^R	$M_{a(R)}^{ECO} \cdot (e_{3^R}^M - e_{4^R}^M) + M_{a(R)}^{ECO} \cdot e_{3^R}^T$	$M_{a(R)}^{ECO} \cdot e_{4^R}^T$	$\dot{E}_{F,ДВ2^R} - \dot{E}_{P,ДВ2^R}$
ДВ1 ^R	$M_{a(R)}^{KHC} \cdot (e_{5^R}^M - e_{6^R}^M)$	$M_{a(R)}^{KHC} \cdot (e_{5^R}^M - e_{6^R}^M)$	$\dot{E}_{F,ДВ1^R} - \dot{E}_{P,ДВ1^R}$
Загальна система	$\dot{E}_{F,tot} = N_{i(E)}^{KM} + N_{i(R)}^{SKM}, \dot{E}_{p,tot} = \dot{E}_{танк} = M_{a(E)}^{KHC} \cdot (e_{10^E}^\phi - e_{0^E}^\phi), \dot{E}_{D,tot} = \sum_n E_{D,k}$		

Таблиця 2.7 – Визначення ексергії палива та ексергії продукту для кожного компонента системи FGSS

Компонент	$\dot{E}_{F,k}$	$\dot{E}_{p,k}$	$\dot{E}_{D,k}$
H _{LP} ^F	$N_{i(F)}^{LP} + M_{a(F)}^{LP} \cdot e_{1^F}^T$	$M_{a(F)}^{LP} \cdot e_{2^F}^M - M_{a(F)}^{LP} \cdot e_{1^F}^M + M_{a(F)}^{LP} \cdot e_{2^F}^T$	$\dot{E}_{F,H_{LP}^F} - \dot{E}_{P,H_{LP}^F}$
H _{HP} ^F	$N_{i(F)}^{HP} + M_{a(F)}^{HP} \cdot e_{2^*F}^T$	$M_{a(F)}^{HP} \cdot (e_{3^F}^M - e_{2^*F}^M) + M_{a(F)}^{HP} \cdot e_{3^F}^T$	$\dot{E}_{F,H_{HP}^F} - \dot{E}_{P,H_{HP}^F}$
B*	$M_{a(W/G)} \cdot (e_{1^{G/W}}^\phi - e_{2^{G/W}}^\phi)$	$M_{a(F)}^{HP} \cdot (e_{3^F}^\phi - e_{4^F}^\phi)$	$\dot{E}_{F,B} - \dot{E}_{P,B}$
Загальна система	$\dot{E}_{F,tot} = N_{i(F)}^{LP} + N_{i(F)}^{HP}; \dot{E}_{p,tot} = \dot{E}_{p,B} = M_{a(F)}^{HP} \cdot (e_{3^F}^\phi - e_{4^F}^\phi);$ $\dot{E}_{D,tot} = \sum_n E_{D,k}; \dot{E}_{L,tot} = E_{F,B}.$		

* – випарник тут передбачається як продуктивний компонент. Контур підігріву гліколю для загальної системи подавання паливного газу є втратою ексергії, а для випарника, як компонента системи є паливом.

Коли температура навколишнього середовища перетинається потоком під час роботи компонента, використовувати для цього потоку різницю ексергії між входом і виходом не має сенсу. У цьому випадку ексергія на вході потоку, що перетинає температуру навколишнього середовища, належить паливу, а ексергія на виході належить продукту компонента. Для компонентів, що працюють повністю при температурі нижче за температуру навколишнього середовища, слід зазначити, що чим нижче температура потоку, тим вище його теплова ексергія.

Результати, отримані внаслідок ексергетичного аналізу систем наведено у таблиці 2.8.

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		52

Таблиця 2.8 – Результати ексергетичного аналізу систем

Компонент	$\dot{E}_{F,k}$, кВт	$\dot{E}_{p,k}$, кВт	$\dot{E}_{D,k}$, кВт	ε_k , %	y_k , %
Система повторного зрідження BOG					
КМІ	111,93	66,13	45,79	59,0	7,5
КМІІ	121,63	69,140	52,48	56,0	8,60
КМІІІ	77,284	70,584	6,6998	91,0	1,09
КМ ^E	310,84	205,854	104,96	66,2	17,2
РОХ	-	-	6,7412	-	1,104
LPG КД	-	-	10,069	-	1,6504
В-К	123,25	78,32	44,9239	63,0	7,363
VGC	132,665	115,472	17,192	87	2,817
ДВ2 ^E	56,914	56,1	0,7888	98	0,1292
ДВ1 ^E	217,25	207,20	10,04	95	1,645
SKM1	39,518	32,4017	7,108	82	1.165
SKM2	254,34	151,89	102,44	59,7	16,79
SKM ^R	293,85	184,29	109,54	62,0	17,955
КД			49,08	-	8,044
ЕСО	31,482	8,38135	23,10	26,6	3,7863
ДВ2 ^R	47,447	33,476	13,970	70,5	2,289
ДВ1 ^R	132,77	125,516	7,253	94,5	1,188
Загальна система	610,08	212,438	397,65	34,83	65,17
FGSS					
H _{LP} ^F	124,853	124,004	0,8489	99,0	1,99
H _{HP} ^F	145,07	128,26	16,81	88,41	39,49
В	12,4220	11,13	1,2909	89	3,033
Загальна система	42,56	11,193	18,95	26,2	44,40

Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата

КРМ.КТ.1.897-03.2.3

лист

53

2.3.2 Аналіз одержаних результатів

Результати, отримані у роботі, неможливо порівняти з даними, отриманими іншими авторами, оскільки подібні системи, які працюють на етані, в літературі досі не розглядалися.

Енергетичний аналіз показав, що коефіцієнт перетворення установки повторного зрідження етану становить 0,62, що відповідає ступеню термодинамічної досконалості циклу 41%, а питоме енергоспоживання становить $SPC_{BOG}=0,152$ кВт год /кг. При цьому сумарне енергоспоживання системи повторного зрідження BOG складає: $\sum N_{i(tot)}^{BOG}=583,86$ кВт.

Питома енергоспоживання системи подавання паливного газу становить: $SPC_{FGSS}=0,019$ кВт год /кг, при сумарному енергоспоживанні системи: $\sum N_{i(tot)}^{FGSS}=69,51$ кВт. Значення ексергетичної ефективності процесу повторного зрідження BOG становить: $\varepsilon_{BOG} = 34,83\%$. Значення ексергетичної ефективності становить: $\varepsilon_{FGSS} = 26,2\%$.

Аналіз ексергетичної ефективності кожного компонента системи (рис. 2.9) показує, що найнижче значення $\varepsilon_{ECO} = 3,78\%$ спостерігається в економайзері холодильного контуру, з чого можна зробити висновок, що цей теплообмінний апарат вимагає вдосконалення.

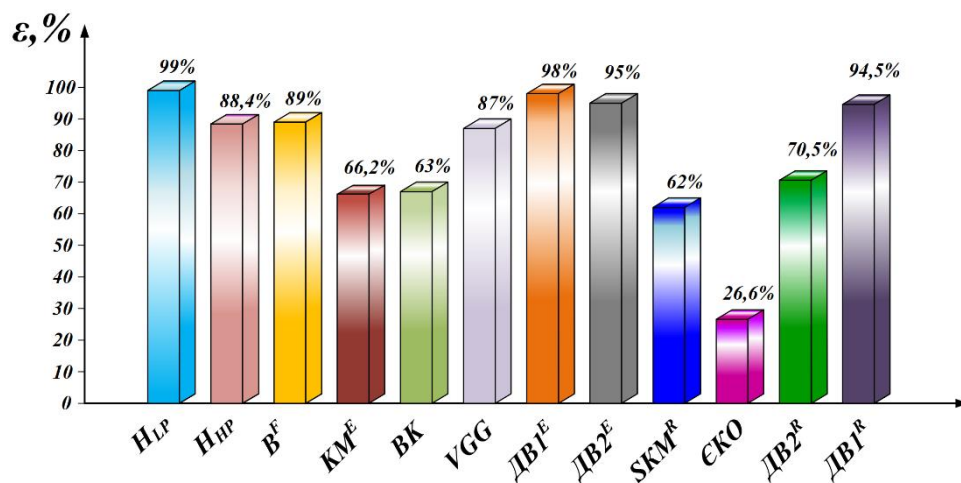


Рисунок 2.9 – Ексергетична ефективність окремих компонентів системи повторного зрідження інтегрованої у FGSS

На рис. 2.10, 2.11 представлено кругову діаграму, яка демонструє значення коефіцієнтів деструкції та втрат ексергії всередині компонентів системи повторного зрідження та FGSS, по відношенню до загального енергоспоживання системи (ексергії палива) отриманих в результаті ексергетичного аналізу (табл. 2.8).

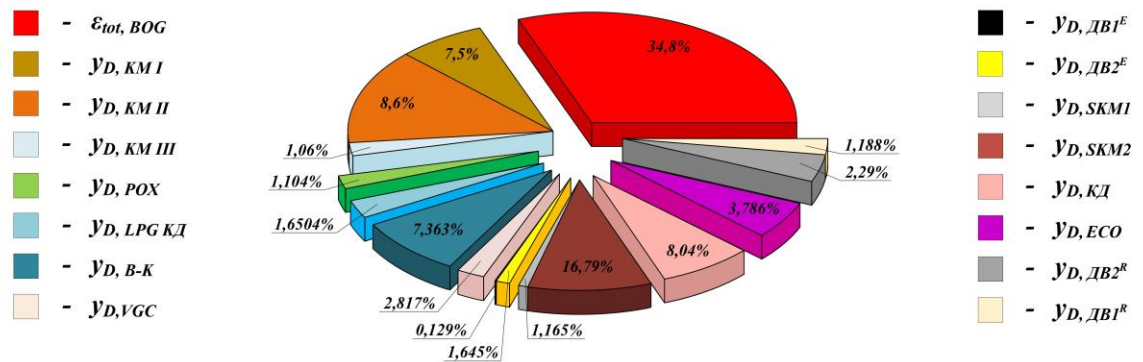


Рисунок 2.10 – Значення коефіцієнтів деструкції ексергії всередині компонентів системи повторного зрідження

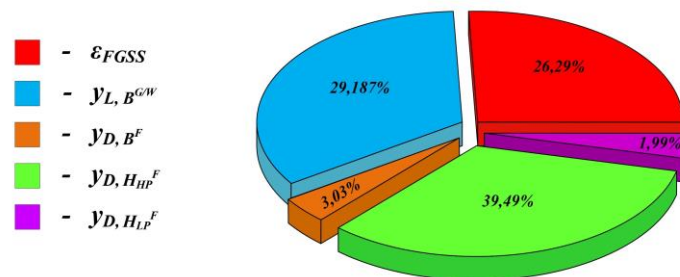


Рисунок 2.11 – Значення коефіцієнтів деструкції та втрат ексергії всередині компонентів FGSS

Найбільш важливими компонентами, з термодинамічної точки зору, системи повторного зрідження є: компресори - вантажний та холодильний. Для вантажного компресора деструкція ексергії становить:

$y_{D,KM^E} = 17,2\%$ ($\dot{E}_{D,KM^E} = 104,96$ кВт). Найбільше значення деструкції у цьому компоненті спостерігається при стисканні у II циліндрі компресора:

$y_{D,KMII} = 8,2\%$ ($\dot{E}_{D,KMII} = 52,48$ кВт). Наявність такого явища пов'язане з недостатнім охолодженням пари між першим і другим циліндром компресора, а також великим перегрівом BOG на всмоктуванні у вантажний компресор.

У гвинтовому холодильному компресорі деструкція ексергії становить:

$y_{D,SKM^R} = 17,96\%$ ($\dot{E}_{D,SKM^R} = 109,54$ кВт). Основна деструкція ексергії пов'язана з другим процесом стиснення, вона становить:

$$y_{D,SKM2} = 16,8\% \quad (\dot{E}_{D,SKM2} = 102,44 \text{ кВт}).$$

На ступінь деструкції ексергії також значний вплив мають: конденсатор та випарник-конденсатор. У цих компонентах деструкція ексергії становить:

$$y_{D,КД} = 8,04\% \quad (\dot{E}_{D,КД} = 49,08 \text{ кВт}); \quad y_{D,B-K} = 7,36\% \quad (\dot{E}_{D,B-K} = 44,9 \text{ кВт})$$

відповідно.

Деструкція ексергії в теплообмінниках (економайзері холодильного контуру та VGC) складає:

$$y_{D,ECO} = 3,79\% \quad (\dot{E}_{D,ECO} = 23,10 \text{ кВт}); \quad y_{D,VGC} = 2,8\% \quad (\dot{E}_{D,VGC} = 17,19 \text{ кВт}).$$

Ексергетична оцінка процесу повторного зрідження BOG показує, що найважливішими компонентами системи є компресори - вантажний і гвинтовий холодильний, а також економайзер холодильного контуру. Для зменшення деструкції ексергії у вантажному компресорі необхідно забезпечити достатнє охолодження пари межу I та II ступенем компресора. Для цього потрібно оптимізувати режим роботи теплообмінника VGC.

Для зменшення деструкції ексергії у гвинтовому холодильному компресорі потрібно переглянути параметри охолодженої оливи, що подається в гвинтовий компресор.

Для підвищення ексергетичної ефективності економайзера слід переглянути режим роботи чи змінити конструкцію.

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		56

Ексергетична ефективність кожного з компонентів FGSS (насоси та випарник) висока (в межах 88-99%). Це означає, що оцінена система має відносно низький потенціал підвищення ефективності.

Ексергетичні потоки установки повторного зрідження інтегрованої до системи подавання паливного газу представлені на діаграмі (рис. 2.12).

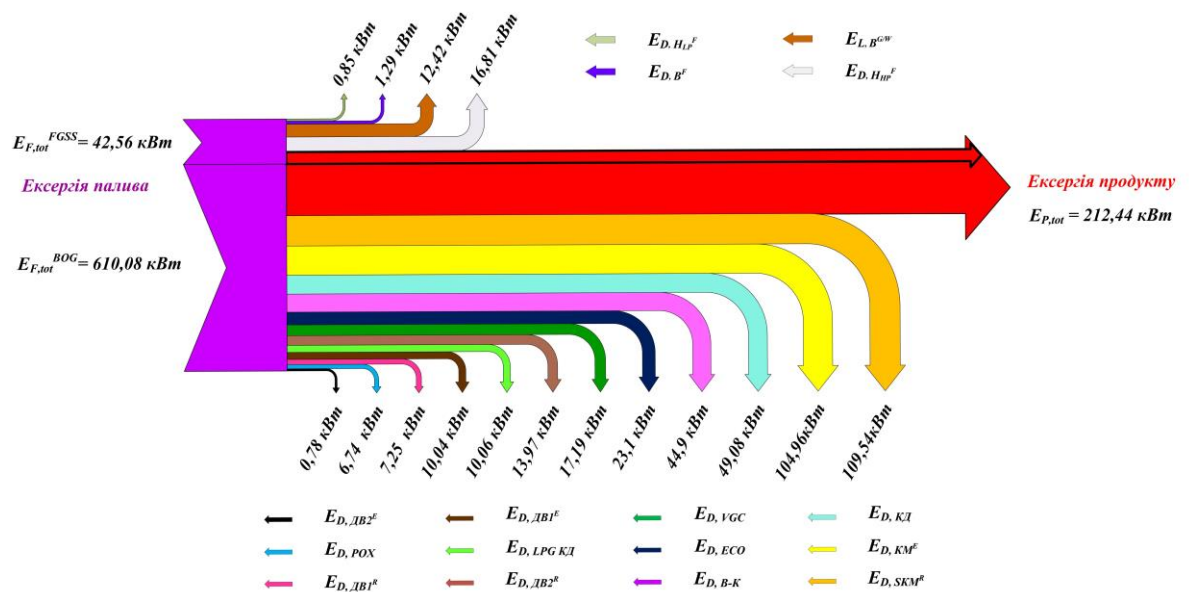


Рисунок 2.12 – Графічна діаграма потоку ексергії: вхідної, вихідної та деструкції ексергії в елементах установки

Ексергія палива загальної системи становить – 652,64 кВт. Деструкція ексергії та втрати ексергії компонентів усієї системи складають – 429,02 кВт. Загалом система виробляє ексергію продукту потужністю – 223,68 кВт. Ексергетичний ККД усієї системи становить - 34,2%.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У роботі оцінено з використанням ексергетичного аналізу характеристики окремих процесів установки повторного зрідження етану, інтегрованої в систему подавання паливного газу типового танкера-газовозу VLEC за результатами ходових випробувань.

Результати аналізу показали, що система загалом має високу енергетичну ефективність.

Відповідно до мети роботи було вирішено завдання дослідження та отримано такі результати:

1. На основі ексергетичного методу розроблено методику аналізу установки повторного зрідження етану та FGSS.

2. З використанням запропонованої методики за результатами ходових випробувань виконано дослідження установки повторного зрідження BOG, інтегрованої в систему подавання паливного газу. Застосування розробленої методики дозволило:

- виявити елементи системи з максимальною деструкцією ексергії;
- виявити елементи з низьким значенням енергетичної ефективності;
- показати розподіл значень коефіцієнта деструкції ексергії всередині кожного компонента системи.

3. Грунтуючись на результатах аналізу, оцінено вплив на енергетичну ефективність усіх основних компонентів. Найважливішими компонентами, з точки зору термодинамічної ефективності є компресори - вантажний та гвинтовий холодильний. У цих елементах спостерігається максимальна деструкція ексергії: 17,2% та 17,96%. У вантажному компресорі максимальне значення відносної деструкції ексергії відзначається в процесі стиснення у другому циліндрі - 8,6%. Для зменшення деструкції ексергії в цьому компоненті необхідно забезпечити достатнє охолодження пари між першим і другим циліндром, переглянути параметри роботи

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		58

теплообмінника VGC. У холодильному гвинтовому компресорі максимальне значення відносної деструкції ексергії відстежується в другому процесі стиснення 16,79%. Можна припустити, що у момент ходових випробувань система охолодження оливи працювала незадовільно.

4. В результаті ексергетичного аналізу виявлено, що найнеефективнішим елементом системи є економайзер холодильного контуру. Для підвищення ексергетичної ефективності економайзера необхідно змінити умови теплопередавання в апараті (змінити режим роботи чи конструкцію).

5. Система подавання паливного газу має високі значення ексергетичної ефективності та порівняно низьку деструкцію ексергії. З чого можна зробити висновок, що система подавання паливного газу не вимагає додаткової оптимізації.

Результати ексергетичного аналізу, отримані на основі даних ходових випробувань, підтвердили інформацію, подану компанією Babcock Liquid Gas Equipment Limited (BLGE) про високу енергетичну ефективність установки повторного зрідження, інтегрованої в систему подачі паливного газу.

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		59

ОХОРОНА ПРАЦІ

Робота на судах повинна проводитися відповідно до вимог, правил, інструкцій з охорони праці, правил технічної експлуатації суден, інструкцій заводів-виготовлювачів з обслуговування встановлених на судні механізмів, устаткування та пристроїв, технологічних карт, а також документів щодо безпечної експлуатації механізмів, устаткування та пристроїв . Кожен член екіпажу судна повинен бути навчений безпечним способам обслуговування механізмів і пристроїв, що знаходяться в його завідуванні. З метою підтримки в порядку і справності технічні засоби судна, пристрої та засоби боротьби за живучість, обладнання та постачання, індивідуальні та колективні засоби захисту, технічна документація, інструменти, приладдя, а також приміщення розподіляються розпорядчим документом по завідування серед членів екіпажу судна. Будь-які роботи на судні виконуються тільки з дозволу керівника роботи.

Під час шторму вихід, переміщення і роботи на відкритій палубі судна допускаються тільки за розпорядженням капітана. При цьому переміщення повинні відбуватися групою в складі не менше двох осіб з обов'язковим застосуванням рятувальних жилетів, захисних касок і запобіжних поясів зі страхувальними кінцями.

При ремонті двигунів, допоміжних механізмів, електрообладнання, пристроїв і установок повинно бути відключено подається на них харчування (або приводні системи), а на пусковому пристрої цих механізмів і в інших місцях, звідки можливо здійснити пуск (розподільні щити (далі - РЩ), пульти управління, пости керування, рубки), повинні бути вивішені таблички з написом: "Не вмикати - працюють люди". Зняття таблички з таким написом допускається виключно особою, яким вона вивішена. Запуск механізмів (пристроїв) на судні повинен проводитися відповідно до інструкції по експлуатації механізмів (пристроїв) після попередження осіб, що знаходяться

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		60

поблизу, про майбутній пуск, а також при відсутності на механізмах (пристроях) сторонніх предметів. Пуск головних двигунів судна, пов'язаний з проверненням гребних гвинтів, при стоянці судна в порту допускається після огляду забортного простору за кормою на предмет відсутності там плавзасобів і людей.

Освітленість робочих місць на судні повинна відповідати вимогам діючих санітарно-епідеміологічних правил і нормативів.

Вимоги, до установок повторного зрідження і охолодження, для перевезення зріджених газів визначаються правилами морського реєстру.

На судні має бути передбачено використання не менше двох установок регулювання тиску і температури вантажу, які могли б бути задіяні при будь-якому режимі експлуатації судна. Продуктивність кожної задіяної на судні системи повинна відповідати максимально можливої в нормальній експлуатації інтенсивності випаровування вантажу з усіх танків при максимальній розрахунковій температурі навколишнього середовища, і тиску в вантажній ємності не вище MARVS.

Система охолодження повинна складатися з однієї або декількох установок, здатних підтримувати необхідні тиск і температуру вантажу при максимальній розрахунковій температурі навколишнього середовища. Крім основної повинна передбачатися резервна установка (установки) системи охолодження холодопродуктивністю не менше продуктивності найбільшої установки. Резервна установка повинна включати компресор з приводним двигуном, систему управління і з усією необхідною арматурою для забезпечення роботи незалежно від звичайних установок.

Повинен бути передбачений резервний теплообмінний апарат, якщо основний теплообмінний апарат установки не має надлишкової поверхні теплообміну, що дорівнює принаймні 25% найбільшої необхідної.

Для резервного теплообмінного апарату незалежні трубопроводи не обов'язкові. Якщо поряд з системою охолодження передбачаються інші засоби

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		61

регулювання тиску і температури вантажу, резервування установки є в кожному випадку предметом спеціального розгляду Регістром.

При одночасному перевезенні двох і більше охолоджених вантажів, які взаємно нерозчинні в умовах перевезення, але при змішуванні виділяють пари, що створюють додатковий тиск, системи охолодження є предметом спеціального розгляду з метою запобігання можливості змішування цих вантажів.

Не допускається розміщення установки повторного зрідження в загальному машинному приміщенні. Якщо установка повторного зрідження розташована в закритому приміщенні, то це приміщення: розглядається як машинне приміщення категорії А; повинно бути обладнане штучної автономної вентиляцією, що забезпечує не менше 30 повітрообміні на годину виходячи із загального обсягу приміщення і використовує не менше двох вентиляторів, які забирають повітря з газобезпеки просторів; прийомні отвори вентиляторів повинні бути обладнані пристроями, що перешкоджають потрапляння вологи і сторонніх предметів; повинно бути обладнане системою виявлення газу.

Вимоги охорони праці при роботах в замкнутих, важкодоступних, погано вентильованих приміщеннях

Все замкнуті, важкодоступні і погано вентильовані приміщення (далі - замкнуті приміщення) на судні (вантажні трюми, паливні та баластні танки і цистерни, насосні і компресорні відділення, простір подвійного дна, кофердамом, сухі відсіки, коробчасті кили, фекальні танки, подпалубне коридори, приміщення для зберігання балонів зі стисненими газами, акумуляторні приміщення, канатні ящики, приміщення газогенераторної станції інертних газів, приміщення зберігання вуглекислоти та інших газів, призначених для пожежогасіння або інертизації) становлять небезпеку в зв'язку з нестачею в атмосфері цих приміщень кисню (менше 20%) або наявністю займистих або токсичних газів

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		62

Протипожежний захист наливних суден

З усіх видів аварій на танкерах вибухи і пожежі найбільш небезпечні, так як в деяких випадках вони супроводжуються людськими жертвами і пов'язані з величезними руйнуваннями і часто закінчуються загибеллю танкера і вантажу. Якщо вибух або пожежа на танкері відбувається під час стоянки в порту, то можуть постраждати також стоять поруч з аварійним суду і портові споруди. Ці обставини змушують судновласника використовувати на танкерах новітні засоби попередження вибухів і пожеж.

Основними причинами вибухів і пожеж на танкерах є: зіткнення суден, що йдуть з вантажем, в баласті і полубалластірованних;

іскри, що утворилися при падінні магнієвих протекторів в порожні або промиваються танки;

відкритий вогонь, іскри від електрообладнання в НЕ вантажних приміщеннях, заповнена газом при навантаженні, дегазації, аварії;

розряди статичної електрики, іскри з газовипускних труб танкерів або обслуговуючих їх судів.

При зіткненні завантаженого нафтопродуктами танкера виникає пожежа як на самому судні, так і на розлилися по поверхні води нафтопродуктах. При зіткненні порожніх, полубалластірованних і навіть балластірованних судів відбуваються, як правило, вибухи.

Все наливні судна мають загальну конструктивну протипожежний захист, як і будь-які вантажні судна, в тому числі зі знаком Р.

Відмінною особливістю протипожежного захисту танкерів є коффердамная ізоляція наливних відсіків від машинно-котельних відділень, суховантажних трюмів і житлових приміщень, а на суднах, що перевозять вантажі першого розряду, - і від відсіків для суднових запасів палива.

Повітряні коффердамом, як правило, відокремлюють середню надбудову танкера від вантажної палуби і не дають можливості проникнути газам і парам вантажу через вантажну палубу в приміщення надбудови.

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		63

Водяні коффердамом, що проходять поперек судна, поділяють його на окремі ділянки і перешкоджають проникненню рідкого вантажу або його газів і парів з танків в суміжні приміщення іншого призначення. Коффердамом, заповнені водою, перешкоджають поширенню пожежі як з боку вантажних танків, так і в протилежному напрямку. Вентиляційні пристрої водяних коффердамом є і свого роду демпферами, що поглинають пружну енергію мас води з боку відсіку при деформації газонепроникної коффердамом перебирання від вибуху або інших причин, а при впливі вогню заповнені водою коффердамом виконують роль випарної системи.

Функції коффердамом можуть виконувати і насосні відділення (аж до заповнення їх водою).

На танкерах над машинним відділенням розташовуються міцна рубка, що захищає машинокотельні шахти. Житлові приміщення для команди розміщуються в кормі вище верхньої вантажний палуби на 2 м, а службові приміщення - на 1 м.

Вантажні відсіки наливних суден влаштовані так, щоб гази і рідина не затримувалися в кишнях окремих конструкцій набору, т. Е. Частини набору корпусу (стрингери, бімси) мають отвори для стоку Грузії і виходу газів в подпалубне простору до газовідвідним трубах. Частини набору судна, що знаходяться в вантажних танках, щоб уникнути попадання в них вантажу і газу не виконуються зі сталі коробчатого профілю.

Особливу увагу на танкерах звертають на надійність кріплення трапів і трубопроводів в танках. Газовідвідні труби приєднані до самої верхньої частини кожного вантажного відсіку. Труби з декількох танків можуть бути об'єднані в одну або кілька магістралей. Вихідні кінці газовідвідних труб, сполучених з атмосферою, обладнані пламезупинюючими сітками. Труби, введені в загальну магістраль, мають свої вогнеприпинювачів, які розміщені так, щоб рідкий вантаж при будь-яких умовах плавання судна не потрапляв у них.

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		64

Розміщення комор і господарських приміщень в насосних відділеннях, а також в приміщеннях, суміжних з вантажними наливними відсіками, не допускається. Опалювальні котли та камбузні плити розміщують тільки в надбудові юта. Не допускається застосування опалювальних котлів, камбузних плит і іншого теплового обладнання, що працюють на вугіллі.

Всередині житлових приміщень, розташованих в кормі судна, а при наявності середньої надбудови - верб цій надбудові, передбачені закриті приміщення для куріння (курильні). Ці приміщення обмежені сталевими перегородками і палубами, а оздоблення та обладнання їх виконані з негорючих матеріалів.

Вантажні операції з небезпечними вантажами на наливних судах і газозазах

Процес вантажних операцій найбільш вибухонебезпечний, в зв'язку з чим до його початку проводять такі заходи.

Екіпаж сповіщають по радіотрансляції або іншими засобами про майбутню вантажний операції і правила куріння на судні. Сторонні особи залишають судно. Поблизу трапа на причалі поміщається аншлаг про заборону куріння. Припиняють на судні роботи із застосуванням відкритого вогню. Робота механізмів і камбуза на цих судах може бути дозволена тільки при наявності справних іскрогасників на трубах і випускних колекторах.

Задраюють все закриття, включаючи ілюмінатори як з боку борту, з якого повинні проводитися вантажні операції, так і з боку вантажних танків. Закривають пробками бортові шпігати щоб уникнути стікання за борт пролилася вантажу.

Забезпечують можливість швидкої віддачі швартовів і готують аварійні буксирні троси з носа і корми, необхідні для швидкого відводу танкера при виникненні пожежі на причалі або на судні. Стояночна аварійна партія (група) повинна бути готова до збору за загально суднової тривозі.

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		65

Протипожежне майно і стаціонарні системи пожежогасіння приводять в готовність до негайної дії. На вантажних палубах повинні бути прокладені рукавні лінії зі стволами і приготований інвентар, а поблизу з'єднань вантажних шлангів повинен бути запас піску.

Підготовка вантажної системи полягає: в закритті всіх забортних кінгстонах клапанів, з'єднаних з вантажною системою; в закритті кришок вхідних горловин, горловин для миття танків, вимірювальних отворів і оглядових вікон; у відключенні всіх невикористаних вантажних трубопроводів, в тому числі кормових.

Відкривають клапани вентиляційної системи.

Перевіряють справність приладів освітлення на вантажних палубах, вони повинні бути вибухобезпечного виконання. Поблизу вантажних палуб і місць, де можуть накопичуватися паронафтові гази, не повинно бути з'єднань електричного кабелю (при харчуванні танкера електроенергією з берега). Судно і вантажні шланги повинні бути надійно заземлені.

Судно повинне мати надійний зв'язок з береговою базою, звідки подається вантаж. Піднімають прапорний сигнал Б днем або включають ліхтар червоного кольору кругового освітлення в темний час доби з початком вантажної операції.

Після виконання зазначених заходів дозволяється прийом (передача) вантажних шлангів на танкери.

Після закінчення вантажної операції необхідно перевірити, щоб всі отвори танків, головні газові клапани вентиляції танків були надійно задрасно, а дихальні клапани і пламеудовітелі знаходилися в робочому стані.

При перекачуванні (прийомі) вантажу на несамохідні баржі та прийомі бункера з бункерувальників швартування суден до борту повинна здійснюватися за допомогою рослинних тросів. Швартови закріплюють так, щоб рослинні троси можна було швидко перерубати в разі пожежі на баржі або бункерувальники, а сталевий трос використовувати для їх відводу від борта

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		66

після прибуття плавзасобів; для перерубання тросів на палубі повинні бути сокири. Баржі і бункеровщики негайно відводяться від борта по завершенні вантажних операцій.

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		67

ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ

Розрахунок вартості науково-дослідницької магістерської роботи

Формування стрічкового графіку виконання роботи

Плани підготовки магістерської роботи формують з використанням різних моделей, один з яких стрічковий графік.

Стрічковий графік – графічна модель з переліком робіт, що виконуються, з зазначенням часу початку робіт, часу завершення робіт і тривалості всієї роботи. Формування стрічкових графіків вимагає розрахунків трудомісткості і тривалості кожної роботи і кількості виконавців. Для цих розрахунків потрібні нормативи трудомісткості виконання робіт, диференційованих за такими ознаками, як ступінь новизни, складності, формат креслень.

Перевагами стрічкового графіка є простота, наочність, можливість відображення змісту і багатьох організаційно-економічних характеристик робіт

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		68

Таблиця 9 – Дані для створення стрічкового графіка

Стадія №	Назва стадії	Трудомісткість робіт (посада виконавців)	Тривалість, доба
1	Розробка та затвердження технічного завдання	здобувач/ доцент	0/2
2	Вивчення технічного завдання	здобувач/ доцент	5/0
3	Огляд і вивчення літератури	здобувач /доцент	14/14
4	Розробка математичної моделі об'єкта	здобувач /доцент	10/0
5	Вибір методу дослідження	здобувач /доцент	0/2
6	Адаптація методів дослідження до практичного застосування	здобувач /доцент	2/0
7	Теплові і конструктивні розрахунки елементів об'єкта	здобувач /доцент	35/0
8	Розробка креслень і графічних моделей	здобувач /доцент	5/0
9	Аналіз результатів досліджень	здобувач /доцент	2/2
10	Корекція моделей і алгоритмів, що використовуються	здобувач /доцент	0/7
11	Оформлення пояснювальної записки	здобувач /доцент	2/0
12	Обговорення та затвердження результатів роботи	здобувач /доцент	2/2
13	Підготовка матеріалів роботи до захисту	здобувач/доцент	2/0
Разом:			77/29

Загальний термін роботи 3 місяці, з 11 вересня по 10 грудня 2023 року з урахуванням вихідних днів. Кількість робочих календарних днів за цей період склало 65 (5-ти денний робочий тиждень)

На підставі даних таблиці 13 складемо календарний графік виконання робіт, що відображає тривалість кожного виду робіт у вигляді відрізків часу, які розташовуються відповідно до послідовності виконання робіт (рис. 10).

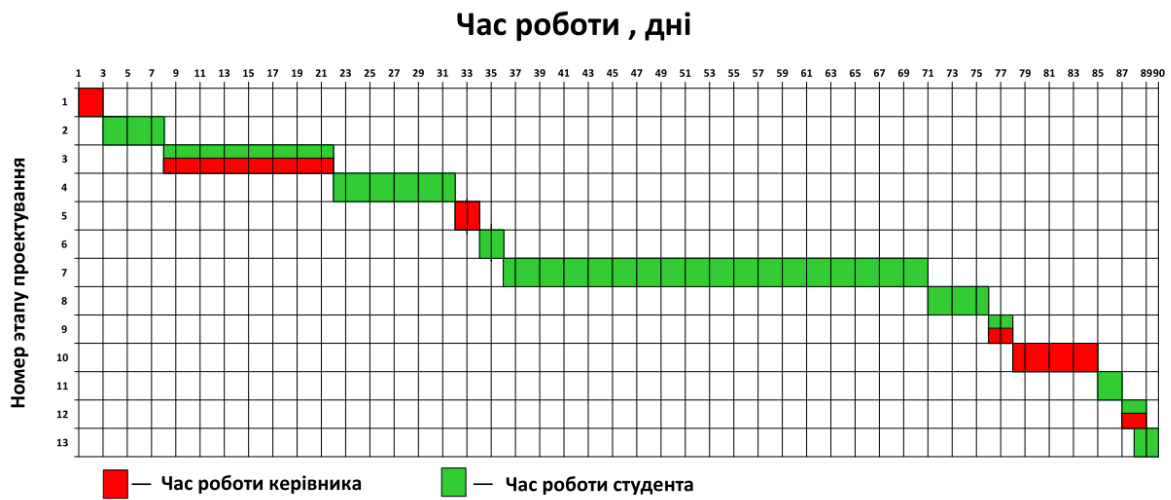


Рисунок 13 – Стрічковий графік виконання роботи

Розрахунок вартості досліджень і розробок

Кошторис витрат на НДР являє собою вартісну оцінку використовуваних у процесі виконання магістерської роботи матеріалів, енергії, основних фондів, трудових ресурсів, а також інших витрат на її створення та захист.

Витрати, що утворюють кошторис, групують відповідно до їх економічного змісту за такими елементами:

- матеріальні витрати;
- вартість робочої сили;
- амортизація основних засобів;
- інші витрати.

Матеріальні витрати

Таблиця 10 – Список матеріальних витрат

Назва	Одиниці	Кількість	Ціна за одиницю, гривень.	Сума, гривень.
Канцелярські товари	Шт.	10	150	1500
USB флеш- пам'ять	Шт.	1	450	450
Чорнило для лазерного принтера	Шт.	1	450	450
Разом				2400

Витрати на електроенергію включають до статті матеріальних

$$B_{ел} = N \cdot c_{ел} \cdot \tau_e \quad (1)$$

Де N – енергоспоживання обладнання кВт/год;

$c_{ел}$ – вартість 1 кВт/год, гривень;

τ_e – час використання обладнання під час робіт, год.

Для роботи використовували персональний комп'ютер потужністю 350 Вт і принтер потужністю 10 Вт. У ПІВМ є час: 50 днів, 8 годин на добу, принтера- 6 хвилин.

Вартість 1кВт електроенергії становить – 2,64 гр/кВт.

Вартість електроенергії становить:

$$B_{ел} = 0,35 \cdot 2,64 \cdot 50 \cdot 8 + 0,01 \cdot 2,64 \cdot 0,1 = 369,6 \text{ гр.} \quad (2)$$

Загалом матеріальні витрати дорівнюють:

$$\sum B = B_m + B_{ел} = 2400 + 369,6 = 2769,6 \text{ гр.} \quad (3)$$

Витрати на заробітну плату включають заробітну плату керівника (доцента), і стипендію здобувача.

Заробітна плата нараховується, виходячи із ставки розробника і часу, що витрачається на виконання роботи.

Доцент має ставку 12800 гривень, здобувач має ставку 2500 гривень.

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		71

Виходячи з витрат часу на розроблення (керівник - 29 днів, здобувач - 77 днів), зарплата дорівнює:

$$Z_{кер} = \frac{12800}{22} \cdot 29 = 16872,72 \text{ гр} - \text{зарплата керівника};$$

$$Z_{ст} = \frac{2500}{22} \cdot 77 = 8750 \text{ гр} - \text{зарплата здобувача}.$$

Витрати на заробітну плату:

$$\sum Z = Z_{кер} + Z_{ст} = 16872,72 + 8750 = 25622,72 \text{ гр}.$$

Додаткова зарплата становить 15% від основної суми:

$$Z_{дод} = \sum Z \cdot 0,15 = 25622,72 \cdot 0,15 = 3843,408 \text{ гр}.$$

Фонд оплати праці:

$$\Phi_{зн} = Z_{дод} + \sum Z = 20774,95 + 3116,24 = 23891,191 \text{ гр}.$$

Загальні прямі витрати

$$\sum B_{пр} = \Phi_{зн} + \sum B = 23891,191 + 2769,6 = 26660 \text{ гр}$$

Таблиця 11 – Необхідні витрати

Назва витратних позицій	Сума, гривень.	Відсоток
Матеріальні витрати, $\sum B$	2769,6	5
Витрати на заробітну плату, $\Phi_{зн}$	23891,191	95
Загальна вартість, $\sum B_{пр}$	26660	

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. <https://www.poten.com/wp-content/uploads/2023/05/LPGWM-April-2023-featured-article.pdf>.
2. McGuire, J.J., White, B., 2000. Liquefied gas-handling principles on ships and in terminals. Witherby & Co, London, Great Britain.
3. <https://www.mol.co.jp/en/pr/2016/16063.html>.
4. International Maritime Organization (IMO). Fourth IMO Greenhouse Gas Study: Executive Summary; International Maritime Organization: London, UK, 2021.
5. Jonathan Köhler, Ewa Dönitz, Frank Schätter, Transitions for ship propulsion to 2050: The AHOY combined qualitative and quantitative scenarios, Marine Policy, Volume 140, 2022, 105049, ISSN 0308-597X, <https://doi.org/10.1016/j.marpol.2022.105049>.
6. <https://www.researchgate.net/publication/369417905>
7. Moshiul, A.M.; Mohammad, R.; Hira, F.A. Alternative Fuel Selection Framework toward Decarbonizing Maritime Deep-Sea Shipping. *Sustainability* 2023, 15, 5571. <https://doi.org/10.3390/su15065571>
8. <https://www.wartsila.com/insights/article/worlds-first-ethane-powered-marine-vessels>
9. <https://www.reedsmith.com/en/perspectives/2016/07/international-code-for-the-construction-and-equipm>
10. Yang CJ, Leveen L, King K. Ethane as a cleaner transportation fuel. *Environ Sci Technol*. 2015 Mar 17;49(6):3263-4. doi: 10.1021/acs.est.5b00575. Epub 2015 Mar 2. PMID: 25730329.
11. <https://www.imo.org/en/mediacentre/Pages/WhatsNew-1705.aspx>
12. Vessel Finder. GAS BLUEBONNET, LPG Tanker, IMO 9919175, 2022. Available online: <https://www.vesselfinder.com/vessels/details/9919175> (accessed 19.10.23).

					KPM.KT.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		73

13. <https://www.sgmf.info/posts/babcock-brings-ecoethn-a-new-ethane-boil-off-gas-technology-to-market>
14. Huan, Tu, et al. 'Options and Evaluations on Propulsion Systems of LNG Carriers'. Propulsion Systems, IntechOpen, 7 Oct. 2019. Crossref, doi:10.5772/intechopen.82154.
15. Cheng Wang, Yonglin Ju, Tao Wang, Sheng Zou, Transient performance study of high pressure fuel gas supply system for LNG fueled ships, Cryogenics, Volume 125, 2022, 103510, ISSN 0011-2275, <https://org/10.1016/j.cryogenics.2022.103510>
16. Hyunjun Park, Sanghuk Lee, Jinyeong Jeong, Daejun Chang, Design of the compressor-assisted LNG fuel gas supply system, Energy, Volume 158, 2018, Pages 1017-1027, ISSN 0360-5442, <https://10.1016/j.energy.2018.06.055>
17. Hyeon, S.; Lee, J.; Choi, J. Evaluation of Fuel Gas Supply System for Marine Dual-Fuel Propulsion Engines With LNG and Ammonia Fuel. Energies 2022, 15, 6303. <https://doi.org/10.3390/en15176303>
18. Seo, Y.; Kim, J.; Park, E.; Lee, J.; Cho, M.; Han, S. Analysis of Energy Consumption of Novel Re-Liquefaction System Integrated with Fuel Supply System (FSS) для LPG-Fuelled LPG Carrier to Conventional Systems. Energies 2022, 15, 9384. <https://doi.org/10.3390/en15249384>
19. MULTIGAS 10 000 m3 LPG/Ethylene/LNG Carrier Specification, SKAUGEN ASA, Oslo.
20. K. Moon, S. R. Song, J. Loss Prev. Process Ind. 2009, 22, 908.
21. Annex VI of MARPOL 73/78-Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships. Available: <https://www.maritimenz.govt.nz/rules/MARPOL-Annex-VI/default.asp> (MAY 2021).
22. Berlinck EC, Parise JAR, Pitanga MR. Numerical simulation of an ethylene re-liquefaction plant. International Journal of Energy Research 1997; 21(7):597–614. [https://doi.org/10.1002/\(SICI\)1099-114X\(19970610\)21:7<597::AID-ER193>3.0.CO;2-5](https://doi.org/10.1002/(SICI)1099-114X(19970610)21:7<597::AID-ER193>3.0.CO;2-5)
23. Chien MH, Shih MY. An innovative optimization design for a boil-off gas reliquefaction process of LEG vessels. Journal of Petroleum 2011; 47(4):65–74.

					KPM.KT.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		74

24. Li Y, Jin G, Zhong Z. Thermodynamic analysis-based improvement for the boil-off gas reliquefaction process of liquefied ethylene vessels. *Chemical Engineering Technology* 2012; 35(10):1759–1764
25. Nanowski, D., The Influence of Incondensable Gases on the Refrigeration Capacity of The Reliquefaction Plant During Ethylene Carriage by Sea, *Journal of KONES Powertrain and Transport*, No. 3, pp. 359-364, 2016.
26. Tan, Hongbo & Sun, Nannan & Zhao, Qingxuan & Li, Yanzhong. (2016). An ejector-enhanced re-liquefaction process (EERP) for liquid ethylene vessels. *International Journal of Energy Research*. 41. 10.1002/er.3658
27. Морозюк, Л., Соколовська-Єфименко, В., Єрін, В., Єфименко, О. і Мошкатиюк, А. 2023. EN Термодинамічний аналіз системи повторного зрідження етилену на LEG газовозах при заміні дросельних пристроїв на ежектори. *Refrigeration Engineering and Technology*. 59, 1 (Бер 2023), 40-56. DOI:<https://doi.org/10.15673/ret.v59i1.2618>.
28. Hongbo Tan, Yang Zhang, Siyu Shan, Qingxuan Zhao, Comparative study of boil-off gas re-liquefaction processes for liquid ethylene vessels, *Journal of Marine Science and Technology*, 10.1007/s00773-018-0547-1, **24**, 1, (209-220), (2018)
29. Cheng Wang, Yonglin Ju, Tao Wang, Sheng Zou, Transient performance study of high pressure fuel gas supply system for LNG fueled ships, *Cryogenics*, Volume 125, 2022, 103510, ISSN 0011-2275, <https://doi.org/10.1016/j.cryogenics.2022.103510>.
30. https://www.eolss.net/ebooklib/sc_cart.aspx?File=E3-19-01-01
31. Тсатсаронис Дж. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы. Дж. Тсатсаронис. – Одесса: Негоциант. – 2002. – 152 с.
32. Tsatsaronis G. Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics. *Energy Int J* 2007;32:249–53

					КРМ.КТ.1.897-03.2.3	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		75

33. Morosuk T, Tsatsaronis G. Graphical models for splitting physical exergy. In: Kjelstrup S, Hustad E, Gundersen T, Røsjorde A, Tsatsaronis G, editors. ECOS 2005: Proceedings of the 18th international conference on efficiency, cost, optimization, simulation, and environmental impact of energy systems. Trondheim, Norway: Tapir Academic Press; 2005. p. 377–84.
34. Morosuk T, Tsatsaronis G. Advanced exergetic evaluation of refrigeration machines using different working fluids. *Energy Int J* 2009;34:2248–58.
35. T. Morosuk, S. Tesch, A. Hiemann, G. Tsatsaronis, N. Bin Omar, Evaluation of the PRICO liquefaction process using exergy-based methods, *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, Volume 27, Part 1, 2015, Pages 23-31, ISSN 1875-5100, <https://doi.org/10.1016/j.jngse.2015.02.007>
36. Lazzaretto A, Tsatsaronis G. SPECO: a systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems. *Energy Int J* 2006;31:1257–89.
37. Lemmon, E.W., Bell, I.H., Huber, M.L., McLinden, M.O., 2018. Reference fluid thermodynamic and transport properties database (REFPROP). National Institute of Standards and Technology, NIST Standard Reference Database 23. Version 10.0.

					KPM.KT.1.897-03.2.3	лист
						76
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		