

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



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

На тему: «Термодинамічний аналіз установки повторного зрідження пропану з інтеграцією до системи подачі паливного газу есо FGSS на танкері-газовозі «ZAKHER»»

Здобувача Александрук В.С.

2-го курсу 261 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**

Александрук Владислав Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Термодинамічний аналіз установки повторного зрідження пропану з інтеграцією до системи подачі паливного газу есо FGSS на танкері-газовозі «ZAKHER»

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 LPG газів.
Дані ходових випробувань установки повторного зрідження пропану та системи
подавання паливного газу танкера-газовоза «ZAKHER»

4. Перелік питань, які потрібно розробити:
Вступ. Аналіз літературних даних і постановка проблеми. Опис роботи дійсної суднової установки.
повторного зрідження нафтових газів. Розрахунок характеристик циклів установки повторного зрідження
та FGSS. Традиційний ексергетичний аналіз системи. Аналіз отриманих результатів. Загальні висновки.
Охорона праці. Економічні показники роботи. Список використаних джерел.

5. Перелік графічного матеріалу:
Презентація Power Point (15 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 _____ Александрук В.С.

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)

Владислав АЛЕКСАНДРУК
(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

Александрук В.С.
(ПІБ)

_____ (підпис)

АНОТАЦІЯ

Захист навколишнього середовища є сьогодні найбільшою проблемою сталого розвитку для судноплавної галузі. На судноплавну галузь нині припадає від 2% до 3% світових викидів CO₂, а до 2050 року вона може становити 17%, якщо її залишити без регулювання. Комерційні судна спалюють паливо для отримання енергії і викидають кілька видів забруднення повітря як побічні продукти. Забруднювачі з суден включають вуглекислий газ (CO₂), оксиди азоту (NO_x), оксиди сірки (SO_x) та тверді частинки через бункерне паливо. Використання LPG в якості суднового палива пропонує практичне і негайне рішення цієї проблеми, яке можна швидко впровадити завдяки вже існуючій інфраструктурі, доступності та вартості. LPG складається з пропану, бутану або комбінації цих двох газів, жоден з яких не входить до переліку парникових газів МГЕЗК. Метою цієї роботи є визначення характеристик окремих процесів системи обробки зрідженого нафтового газу інтегрованої у систему подачі паливного газу танкера-газовозу VLGC «ZAKHER» на основі розвитку методів дослідження термодинамічної ефективності, аналізу та ходових випробувань.

Було проведено аналіз системи повторного зрідження газу та системи подачі паливного газу енергетичним та ексергетичним методами термодинамічного аналізу. Енергетичний аналіз показав, що коефіцієнт перетворення установки повторного зрідження газу становить 1.35, що відповідає ступеню термодинамічної досконалості циклу 0.44, а питоме енергоспоживання становить 0,074 кВт год/кг. Сумарне енергоспоживання установки повторного зрідження становить 278 кВт. Питоме енергоспоживання системи подачі паливного газу становить 0,0144 кВт год/кг при сумарному енергоспоживанні системи 250 кВт. Значення ексергетичної ефективності процесу повторного зрідження BOG становить 49.59%. Значення ексергетичної ефективності системи подавання паливного газу становить 9.41 %.

Традиційний ексергетичний аналіз окремих компонентів систем показав, що найвище значення ексергетичних втрат має вантажний компресор, вони становлять 52.67% від загальних втрат, з чого можна зробити висновок, що цей елемент вимагає вдосконалення. Система подавання паливного газу має занадто низькі значення ексергетичної ефективності. Висновки про погану роботу FGSS робити некоректно, тому що, цілком ймовірно, результати випробування FGSS не були вірними.

Ключові слова: *танкер-газовоз VLGC, установка повторного зрідження, система подачі паливного газу, енергетичний аналіз, ексергетичний аналіз.*

ABSTRACT

Environmental protection is the biggest sustainability challenge for the shipping industry today. The shipping industry currently accounts for between 2% and 3% of global CO₂ emissions, and could reach 17% by 2050 if left unregulated. Commercial ships burn fuel to generate energy and emit several types of air pollution as by-products. Pollutants from ships include carbon dioxide (CO₂), nitrogen oxides (NO_x), sulfur oxides (SO_x), and particulate matter due to bunker fuel used by 80% of ships to power them. The use of LPG as a marine fuel offers a practical and immediate solution that can be implemented quickly due to existing infrastructure, bunkering capabilities, availability and cost. It consists of propane, butane, or a combination of the two gases, neither of which is listed as a greenhouse gas by the IPCC. The purpose of this work is to determine the characteristics of individual processes of the LPG processing system integrated into the fuel gas supply system of the VLGC tanker ZAKHER based on the development of methods for studying thermodynamic efficiency, analysis and sea trials.

The gas re-liquefaction system and the fuel gas supply system were analyzed by energy and exergy thermodynamic analysis methods. The energy analysis showed that the conversion factor of the gas liquefaction unit is 1.35, which corresponds to a degree of thermodynamic cycle perfection of 0.44, and the specific energy consumption is 0.074 kWh/kg. The total power consumption of the re-liquefaction unit is 278 kW. The specific energy consumption of the fuel gas supply system is 0.0144 kWh/kg with a total energy consumption of 250 kW. The value of the exergy efficiency of the WOG re-liquefaction process is 49.59%. The exergy efficiency of the fuel gas supply system is 9.41%.

Traditional exergy analysis of individual system components showed that the highest exergy losses are in the cargo compressor, accounting for 52.67% of total losses, which suggests that this element requires improvement. The fuel gas supply system has too low exergy efficiency values. It is incorrect to draw conclusions about the poor performance of the FGSS, because it is likely that the results of the FGSS test were not correct.

Keywords: VLGC tanker, liquefaction gas plant, fuel gas supply system, energy analysis, exergy analysis.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА	17
1.1 Аналіз літературних даних і постановка проблеми	17
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА.	21
2.1 Робота дійсної суднової установки повторного зрідження нафтових газів судна – газовеоза LPG “ZAKHER”	21
2.2 Розрахунки характеристик циклів установки повторного зрідження LPG та FGSS	29
2.3 Традиційний ексергетичний аналіз системи	43
2.4 Аналіз отриманих результатів	51
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	55
ОХОРОНА ПРАЦІ	57
ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ.....	64
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	69

					<i>КРМ.КТ.1.897-03.1.1</i>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Александрук В.С.			ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Соколовська-					6	72
Реценз.		Єфименко В.В				ФНТІМ, гр. 261		
Н. Контр.								
Затверд.								

ВСТУП

Актуальність теми

Морська галузь відіграє життєво важливу роль в економічному розвитку багатьох країн, особливо країн із сильною експортною економікою. Це ключовий вид транспорту як для пасажирів, так і для вантажів, який необхідний для з'єднання віддалених та ізольованих спільнот з рештою світу. Це життєво важливий компонент глобальної транспортної мережі.

На її частку припадає майже 90% світової торгівлі за обсягом, додаючи у світову економіку близько 380 мільярдів доларів щороку тільки за рахунок фрахтових ставок. Ця галузь виступає як основа світової економіки, оскільки об'єднує безліч учасників міжнародного ланцюжка поставок. Що допомагає створити робочі місця, стимулювати економічне зростання і збільшити загальний добробут країни.

Важливість судноплавства для світу була підкреслена нещодавніми подіями. Дефіцит ланцюжка поставок і перебої в роботі портів, що виникли внаслідок COVID-19; блокування Суецького каналу компанією Evergreen Marine [1]; а також вплив на товарні ринки - особливо зерна та добрив - унаслідок повномасштабного вторгнення в Україну та несприятливих умов для судноплавства у Чорному морі, виявили центральне становище та проблеми, пов'язані із судноплавним сектором.

Однак захист навколишнього середовища є сьогодні найбільшою проблемою сталого розвитку для судноплавної галузі. За даними S&P Global Platts Analytics [2];, на судноплавну галузь нині припадає від 2% до 3% світових викидів CO₂, а до 2050 року вона може становити 17%, якщо її залишити без регулювання.

Комерційні судна спалюють паливо для отримання енергії і викидають кілька видів забруднення повітря як побічні продукти. Забруднювачі з суден включають вуглекислий газ (CO₂), оксиди азоту (NO_x), оксиди сірки (SO_x) та тверді частинки через бункерне паливо (низькосортний важкий мазут, який

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		7

використовується для живлення судна), що використовується на 80% суден для їх живлення.

Викиди вуглекислого газу змінюють хімічний склад океану, роблячи його більш кислим, що ставить під загрозу майбутнє морських організмів та коралових рифів. Океан стає теплішим, збільшуючи інтенсивність штормів, що призводить до підвищення рівня моря, порушення екосистем і циркуляції океану.

Оксид азоту сприяє забрудненню навколишнього середовища, що призводить до утворення приземного озону або смогу та респіраторних захворювань у людей. Тверді частинки (PM) та оксид сірки (SOx) спричиняють передчасну смерть понад 60 000 людей по всьому світу і викликають респіраторні захворювання у мільйонів людей, особливо тих, що живуть поблизу перевантажених портів.

Міжнародна морська організація (ІМО) з 2005 року знижує дозволену кількість викидів оксидів сірки з суден [3]. Найновіша верхня межа, яка набула чинності на початку 2020 року, знизилася вміст сірки в судновому мазуті з 3,5% до 0,5%. Крім того, ІМО встановила агресивні цілі щодо декарбонізації морського судноплавства, маючи на меті скоротити викиди парникових газів від міжнародних морських перевезень щонайменше на 50% до 2050 року порівняно з рівнем 2008 року.

Існує цілий ряд можливих альтернативних видів морського палива, включаючи, наприклад, зріджений природний газ (LNG), зріджений нафтовий газ (LPG), зріджений біогаз (СБГ), метанол, водень, гідроочищену рослинну олію (ГРО), етанол, енергію вітру та електроенергію. Технічні характеристики та інші характеристики, включаючи вплив на навколишнє середовище, доступність, вартість та інфраструктуру, різняться для цих видів палива, що впливає на їхній потенціал для використання в якості морських рушіїв.

Зріджений природний газ (LNG) широко відомий як найбільший сегмент ринку альтернативного палива, особливо для океанських суден, і використовується як паливо вже близько 20 років. LNG складається з природного

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		8

газу, який скраплюється за дуже низьких температур для подальшого транспортування на танкерах. Він вважається найкращим варіантом через відсутність сірки в ньому, що відповідає вимогам Міжнародної морської організації (ІМО) 2020 року до граничного рівня вмісту сірки. Крім того, викиди вуглекислого газу приблизно на 20% нижчі, ніж у дистильованого палива і мазуту з дуже низьким вмістом сірки (VLSFO). Класифікаційне товариство DNV прогнозує, що до 2050 року понад 40% суднового палива становитиме LNG. Відповідно, LNG широко вважається провідним "перехідним паливом" до інших альтернативних варіантів палива. LNG вже розглядається для частини світового флоту, оскільки в експлуатації та в замовленні перебуває понад 500 (станом на червень 2021 року) суден, що працюють на LNG (не враховуючи газозовів LNG).

За своїми екологічними характеристиками LPG близький до LNG з деякими перевагами, оскільки обидва види палива є викопними. LPG є найкращим варіантом подвійного палива для значного існуючого парку LPG -перевізників. Крім того, бункерування є однією з ключових переваг LPG, а імпорتنі/експортні термінали та перевізники LPG забезпечують широку мережу точок продажу, що підвищує придатність LPG як суднового палива.

Під час віртуального форуму GREEN4SEA 2021 року [4] спікери Панелі 9 обговорили, чому оператори обирають LPG як паливо, визнавши наступні ключові переваги:

- LPG не є відновлюваним паливом - це вже довгий шлях на "зеленому шляху”;
- відповідає вимогам ІМО 2020;
- не є парниковим газом, значною мірою підтримує стратегію ІМО 2050 щодо парникових газів;
- понад 1 000 існуючих сховищ і терміналів;
- понад 700 невеликих суден для бункерування з судна на судно;
- всі LPG термінали можуть стати пунктами постачання;

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		9

- операції STS можливі по всьому світу і можуть дати поштовх для розвитку ринку скрапленого газу.

Зріджений газ почав створювати хвилі на зеленому шляху, який він пропонує:

- на 99% менше SO_x;
- на 15% менше CO₂;
- на 10% менше NO_x;
- на 90% менше специфічних речовин, що виділяються з осаду.

Це відповідає Стратегії ІМО щодо парникових газів до 2050 року [5].

Ще однією великою перевагою LPG є той факт, що бункерування LPG доступне по всьому світу. Зокрема, наразі існує понад 1000 сховищ і терміналів, а також понад 700 невеликих перевізників, які здійснюють бункерування з судна на судно. Додатковою перевагою є те, що зріджений нафтовий газ простіше зберігати та поводитися з ним порівняно з криогенними газами - воно набагато раціональніше, ніж у конкуруючих продуктів, таких як LPG.

Традиційно працюючи з двигунами, що спалюють звичайне паливо, судна, що транспортують зріджений газ, потребують інтелектуальних паливозберігаючих опцій для ефективної та економічно вигідної роботи. Маючи на борту життєздатне, зручне і порівняно дешеве паливо, є сенс заощадити час на бункерування, використовуючи частину вантажу для живлення судна, що приносить важливі екологічні вигоди. У цьому відношенні здатність судна працювати на LPG, що не містить сірки, відкриває широкі можливості для експлуатації суден у зонах SECA. Модульний принцип конструкції двигунів дозволяє легко переобладнати їх для роботи на LPG, що особливо вигідно для суден-газовозів, які вже експлуатуються з двигунами, що працюють на звичайному паливі.

LPG пропонує практичне і негайне рішення, яке можна швидко впровадити завдяки існуючій інфраструктурі, можливостям бункерування, доступності та

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		10

вартості. Він складається з пропану, бутану або комбінації цих двох газів, жоден з яких не входить до переліку парникових газів МГЕЗК.

Пропан - нетоксичний, безбарвний газ, який практично не має запаху, з молекулярною формулою C_3H_8 . Пропан виробляється як побічний продукт двох інших процесів: переробки природного газу та переробки нафти. Обробка пропану передбачає видалення бутану, метану і невеликої кількості етану із сирого газу. Крім того, нафтопереробні заводи виробляють деяку кількість пропану як побічний продукт переробки бензину або пічного палива. Постачання пропану нелегко адаптувати для задоволення збільшеного попиту через побічний характер його виробництва. Найбільшими експортерами зрідженого нафтового газу є: Саудівська Аравія, Катар, США та Алжир. Пропан широко використовується як паливо в побуті та промисловості, а також у громадському транспорті з низьким рівнем викидів. Пропан належить до групи зріджених нафтових газів (LPG). Горіння пропану набагато чистіше, ніж горіння вугілля або неетилованого бензину. Викид CO_2 на одиницю БТО пропану майже таке саме низьке, як і в природного газу. Пропан горить гарячіше, ніж побутовий мазут або дизельне паливо, через дуже високий вміст водню. Оскільки температура кипіння пропану складає $-42^\circ C$ це змушує його випаровуватися всередині ємностей з рідиною під тиском. Він зберігає здатність випаровуватися навіть у холодну погоду, що робить його більш придатним для використання при зберіганні в танках на палубах в холодному кліматі, ніж альтернативи з вищими температурами кипіння, такі як бутан.

Транспортування зрідженого газу, одного з найважливіших джерел енергії сьогодні в глобальному масштабі, має вирішальне значення, оскільки його ресурси обмежені і розкидані по всьому світу. Його транспортування пов'язане з низкою проблем, а саме з необхідністю створення довгих і складних систем трубопровідного транспорту. Розподільні трубопроводи найпоширенішим способом транспортування скрапленого газу, але тільки по суші. Навіть незважаючи на те, що вони не є безпечним методом транспортування цього газу.

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		11

Згідно з загальнодоступними даними, зібраними PHMSA, тільки у США в період з 1986 до 2013 року сталося майже 8000 подій на трубопроводах (у середньому близько 300 на рік), що призвело до сотень смертей, 2300 травм і збитків на суму 7 мільярдів доларів. Якщо розглянути світову статистику, ці цифри будуть на порядки більші. Найчастіші причини аварій на трубопроводах (35%) пов'язані з виходом з ладу обладнання. Наприклад, трубопроводи схильні до зовнішньої і внутрішньої корозії, поломки клапанів, виходу з ладу прокладок або поганого зварного шва.

Оскільки трубопроводи необхідно прокласти на величезні відстані, наприклад з'єднуючи Європу та Африку або Європу та Північну Америку зазвичай існує безліч різних проблем прокладання трубопроводів на морському дні, які необхідно враховувати в проекті будівництва. Це може включати в себе такі елементи, як погода (екстремальні температури, опади і великі явища, такі як шторми), неоднорідність дна (кам'янистий ґрунт, який набагато важче викопувати, ніж звичайний ґрунт) і проблеми з доставкою обладнання до місця робіт.

Інший спосіб транспортування – танкер-газовоз. Цей спосіб має низку переваг використання для транспортування газу такі як:

- ціна: транспортування зрідженого газу судном є одним з найдешевших методів;
- гнучкість водних шляхів: судна можуть гнучко транспортувати газ континентальними, річковими та прибережними водами;
- велика місткість: танкери-газовози можуть перевозити величезні обсяги газу від 1000 до 20 000 м³ газу;
- велика кількість транспорту: За даними GIIGNL [6] станом на 1 січня 2021 року у світовому флоті налічувалося 1 178 газозовів для перевезення нафтового зрідженого газу.

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		12

Газовози для зрідженого нафтового газу LPG мають складну конструкцію, а строгі технічні характеристики визначають комерційне визнання.

Залежно від тиску та температури вантажів, які суднові системи можуть підтримувати у вантажних танках у процесі перевезення газовози LPG можна поділити на три категорії: газовози напірного типу, напіврефрижераторні судна, повністю рефрижераторні газовози [7].

Система утримання вантажу на танкерах-газовозах починається с матеріалу танків, який має витримувати температури до -48°C , зазвичай для цього використовується дрібнозерниста низьковуглецева марганцева сталь [8]. Під час транспортування постійно росте температура в середині вантажних танків, що викликає підвищення температури вантажу, та його тиску. Для утримання цих показників в межах норми, виникає необхідність в відведенні частини пари з танків, для зменшення тиску. Для досягнення цієї мети застосовується установки повторного зрідження газу.

Установка повторного зрідження на LPG газовозах являють собою дво- або триступеневу холодильну, машину в якій в якості холодильного агенту виступає сам вантаж.

Використання зрідженого нафтового газу як паливо допомагає судновласникам дотримуватися світового екологічного законодавства та знижує вплив суден на навколишнє середовище. Для для цього на танкерах-газовозах LPG використовується система подавання паливного газу (FGSS).

Така система доводить рідкий вантаж до необхідної температури, тиску і швидкості потоку перед подачею до головного двигуна судна, або генераторів.

Підрозділ Babcock LGE – світовий лідер у галузі рішень для зрідженого газу розробила систему подавання паливного газу (FGSS) для газовозів, що використовують зріджений нафтовий газ як основне джерело палива. У такій конструкції система подавання зрідженого нафтового газу, що зберігається в дек танке, легко інтегрується із системою обробки вантажів для передачі між двома системами під час рейсів. Система обробки вантажів судна також має

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		13

запатентовану технологію Babcock Vent Gas Cooler (VGCTM). Як стверджує виробник [9], такі рішення дозволяють забезпечити правильні умови подавання зрідженого нафтового газу від FGSS до головного двигуна, що сприяє збільшенню вантажопідйомності газозова та підвищенню ефективності системи обробки вантажів за менших капітальних та експлуатаційних витрат.

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

Тема роботи є актуальною з точки зору перспектив розвитку морського транспорту, дотримання змін до Додатка VI MARPOL від 1 листопада 2022 (вимога до суден щорічно зменшувати свою вуглецеву інтенсивність, а саме - обсяги викидів парникових газів в атмосферу), та враховуючи кліматичну стратегію ІМО, щодо забезпечення зниження викидів парникових газів до 2030 року на 40 відсотків порівняно з рівнем 2008 року, за рахунок підвищення енергоефективності суден, а також впровадження нових технологій і застосування палива з низьким або нульовим вмістом вуглецю.

Метою роботи є визначення характеристик окремих процесів системи обробки зрідженого LPG інтегрованої у систему подавання паливного газу танкера-газовозу VLGC «ZAKHER» [10] на основі розвитку методів дослідження термодинамічної ефективності, аналізу та ходових випробувань. За результатами дослідження можна судити про перспективність впровадження технологій компанії Babcock LGE та високу енергетичну ефективність систем.

Для досягнення поставленої мети необхідно було вирішити такі завдання:

- провести аналіз технологічної схеми установки повторного зрідження LPG інтегрованих в систему подавання паливного газу
- дослідити термодинамічні процеси, що відбуваються в елементах технологічної схеми;

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		14

- застосувати ексергетичний метод термодинамічного аналізу до оцінки характеристик дійсної системи повторного зрідження та системи подавання паливного газу;
- проаналізувати отримані результати аналізу.

Об'єктом дослідження є система обробки зрідженого LPG інтегрована в систему подавання паливного газу.

Предметом дослідження є термодинамічні процеси, які здійснюються в елементах систем обробки зрідженого LPG та подавання паливного газу.

Методи дослідження – термодинамічний аналіз та числове моделювання термодинамічних процесів в елементах систем.

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

- отримав подальший розвиток ексергетичний аналіз термодинамічної ефективності та розподілу витрат енергії в елементах системи обробки зрідженого LPG та системи подавання паливного газу.

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.

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		15

Практичне значення отриманих результатів.

Розроблена методика визначення величин незворотностей у циклі складної енергоперетворювальної системи ексергетичним методом є підставою для оцінки енергетичної ефективності системи обробки вантажу та системи подавання паливного газу у реалізації практичних проектів.

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, включаючи 8 рисунків, 5 таблиці, список інформаційних джерел 34 найменувань.

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		16

РОЗДІЛ 1

ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

1.1. Аналіз літературних даних і постановка проблеми

Енергетична ефективність бортових системи обробки зрідженого LPG та систем подавання паливного газу підпорядковується обов'язковим стандартам EEDI та SEEMP [11]. Виконання вимог стандартів забезпечують конструктори та суднобудівники установок повторного зрідження.

Дослідження процесів у системах обробки зрідженого LPG опубліковано у роботах наукових груп різних країн.

В роботі [12] розглянуто установка повторного зрідження судна LPG потужністю 20 т/добу.

Ексергетичний аналіз установки показав, що питома енергоспоживання становить 0,49 кВт·год/кг LPG, що відповідає ексергетичній ефективності 34%. Питома кількість всмоктування становить 1,8 м³/кг LPG. У роботі [13] проведено аналіз установки повторного зрідження бутану з метою оцінки можливої швидкості завантаження. Наводяться порівняння теоретичного дослідження з урахуванням наявної документації з практичним ефектом, отриманим порту. Дослідження [14] присвячено вибору схеми та циклу установки повторного зрідження на газове LPG рефрижераторного типу в залежності від виду вантажу, що перевозиться, і його робочих параметрів. Запропонована машина працює в режимі одноступеневого стиснення під час перевезення високотемпературних зріджених газів, а в режимі двоступеневого стиснення – при перевезенні низькотемпературних зріджених газів.

В роботі [15] проведено аналіз процесів у компонентах установки повторного зрідження LPG (пропан/бутан) в умовах змішування в танках під час транспортування морем. Для аналізу було використано дані моніторингу вантажних операцій зрідженого нафтового газу. Проведено енергетичний аналіз установки повторного зрідження. Розглянуто характеристики суміші в танках,

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		17

умови роботи установки в процесі змішування і продуктивність системи. Для термодинамічного аналізу використано метод еквівалентування. У дослідженні [16] розглянуто вплив BOG на безпеку та економічну ефективність танків для транспортування LPG. Проведено аналіз термодинамічних властивостей LPG. Зроблено висновок про те, що зовнішні чинники, такі як швидкість вітру, сонячна радіація, температура навколишнього середовища та теплопровідність матеріалу танка, є ключовими факторами в мінімізації витоків тепла в скрапленій нафтовий газ та генерацію BOG, що має першочергове значення для забезпечення безпеки й економічності при втратах у ланцюжку постачання скрапленого нафтового газу.

Як уже зазначалося, використання LPG як суднового палива вважається одним із перспективних практичних рішень для виконання екологічних норм. Існує безліч досліджень, присвячених використанню LPG як суднового палива. У роботі [Кьяртанссон (Kjartansson, 2011)] були представлені характеристики LPG, транспортування LPG, двигун на LPG. Розглянуто доцільність використання LPG як суднового палива на європейському та шведському ринках. Автори дійшли висновку, що існує достатня інфраструктура для поширення LPG, а для залучення судновласників до інвестицій у судна, що працюють на LPG, необхідні економічні стимули [17]. У звіті DNVGL (2017) було представлено огляд аспектів, пов'язаних із використанням LPG як суднового палива, включно з виробництвом і використанням, технологією двигунів і резервуарів, міркуваннями безпеки, екологічними характеристиками, ціноутворенням і фінансовою доцільністю. Було зазначено, що залежно від різних сфер застосування і географічних районів (залежно від доступності палива на місцях) серед різних альтернативних видів палива існуватимуть різні оптимальні види палива. Було зроблено висновок, що LPG - це можливість отримання більш чистого палива в майбутньому [18]. Всесвітня асоціація скрапленого нафтового газу (WLPGA) (2021 р.) дослідила ринок суднових двигунів на скрапленому газі та визначила, на якому ринку застосування

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		18

скрапленого газу як суднового пального є більш перспективним. При цьому розглядалися не тільки комерційні та пасажирські судна, а й інші малі судна. Було представлено огляд технологій суднових двигунів на зрідженому газі та отримано прогноз розвитку ринку цих технологій [19]. У роботі Yeo et al. (2022) [20] проведено оцінку річних витрат на споживання пального і зниження викидів забруднювальних речовин в атмосферу в разі використання суднами, зареєстрованими в Південній Кореї, скрапленого нафтового газу як палива. Результати показали, що річна витрата палива знижується на 7,5-10,4%, а вартість палива - на 8.8-25.9%. Забруднюючі повітря речовини, такі як оксиди сірки (SOx) і тверді частинки (PM), можуть бути в основному видалені, а викиди CO₂ можуть бути знижені на 10-14% порівняно з традиційним паливом. Вони наполягають на необхідності стимулювання використання LPG у суднобудуванні шляхом проведення державної політики [21]. Проводилися дослідження двигунів, що працюють на зрідженому газі. Досліджували використання LPG у дизельному двигуні з прямим впорскуванням і дизельною пілотною оливою для запалювання [22]. Експерименти проводилися на дизельному двигуні з безпосереднім впорскуванням для різних сумішей LPG з дизельним паливом [23]. Було проаналізовано характеристики згоряння та експлуатаційні якості двигуна, що працює на суміші LPG і дизельного палива [24].

Застосування LPG як суднового палива пояснюється такими причинами. Це зріла технологія. Перше у світі судно, що працює на зрідженому газі, вирушило в рейс 2020 року. На судні було встановлено двопаливний двигун MAN і систему подачі палива Wärtsilä [25].

Зниження викидів забруднювальних речовин SO_x і PM в атмосферу під час використання LPG як суднового палива можуть бути переважно видалені, а викиди CO₂ можуть бути знижені на 10-14% [26].

Паливо для газозовів змінюється з традиційного HFO на LPG для забезпечення більш чистого судноплавства шляхом модернізації або будівництва

					KPM.KT1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		19

нових суден [27]. Як паливо на газовозі використовується вантажний LPG, оскільки вантаж і паливо є ідентичними речовинами. Під час використання LPG як палива для силової установки і вироблення електроенергії необхідно підвищити тиск і температуру LPG від умов у дек-танку до умов на вході в двигун. Для підвищення тиску і температури необхідна енергія. Витрати енергії на підвищення тиску і температури мають бути знижені на газовозі, що працює на зрідженому газі, для радикально чистішого судноплавства. Досліджень систем подачі паливного газу на газовозах, що працюють на зрідженому газі, було небагато. Нох та ін. (2021 р.) запропонували ідею системи підготовки вантажу на газовозах, що працюють на LPG і аміаку, де система подачі палива була інтегрована з системою повторного зрідження [28]. У роботі Seo et al. (2022) [20] представлено концепцію суднової пропульсивної системи, способу приведення судна в рух і пропульсивного судна з використанням BOG. Вони розглядали змішування палива в системі повторного зрідження в дек танку і двигуні. Хоча цю концепцію було розроблено переважно для аміаковоза, вона може бути застосована і для газовоза [29].

Огляд літератури показав, що дуже мало робіт направлено на дослідження бортових системи обробки зрідженого LPG и систем подавання паливного газу.

Поява нових типів танкерів VLGC для транспортування великої кількості LPG с використанням зрідженого газу в якості палива, обмеженість робіт з дослідження обробки зрідженого LPG та реальний моніторинг фахівців-експлуатаційників таких систем створює «нішу» для наукових досліджень.

Таким чином, стає актуальним продовжувати наукові дослідження на основі наявних експериментальних даних реальних танкерів-газовозів LPG/VLGC із залученням наукового інструментарію для підвищення енергоефективності систем обробки зрідженого LPG и FGSS.

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
						20
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

2.1. Робота дійсної суднової установки повторного зрідження нафтових газів судна - газовоза LPG “ZAKHER”

Відповідно до способу перевезення вантажу, судно є повністю рефрижераторним танкером-газовозом, з повним охолодженням вантажу при атмосферному тиску. Танки призначені для перевезення зріджених газів, з можливістю працювати з тиском насичених парів до 0.45 бар вище атмосферного. Дедвейт судна становить 54 800 тон, валова місткість – 48 894 м³, а загальна місткість танків – 86 000 м³.

Система утримання вантажу включає чотири призматичних незалежних вантажних танки типу “А”, вкритих ізоляцію з поліуретанової піни. Шар ізоляції – 120 мм. Всі танки розміщені у внутрішньому корпусі судна в єдину лінію, що простягається від носа до корми.

На верхній палубі встановлений палубний танк, ємністю 400 м³ та максимальним тиском насичених парів до 18 бар вище атмосферного. Тип танку – циліндричний танк типу “С”. Палубний танк використовується в таких операціях як повна зміна вантажу, підготовка вантажних танків перед завантаження після інертизації, після часткової зміни вантажу, та інших. Також палубний танк є елементом системи подачі вантажного газу (FGSS).

Кожен вантажний танк розділений на два напівтанка (Port Side/Starboard Side) поздовжньою перебіркою, які з'єднані між собою отворами в паровій частині, з метою забезпечення необхідної стійкості і зменшення впливу вільної поверхні рідкого вантажу. У нижній частині перебірки розміщено клапан, що дозволяє вирівнювати рівні вантажу між напівтанками при їх нерівномірному завантаженні. Вантажні танки розміщені над подвійним дном на спеціальні кріплення, виготовленні з твердої деревини, що забезпечує вертикальну і горизонтальну підтримку в корпусі судна. Для забезпечення вільного

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		21

(нормальний та ізо-бутан, змішані в будь-якій пропорції), комерційний пропан (максимум 8,0 моль% етану в рідкій фазі), суміші пропану і бутану в будь-якій пропорції та чистий пропан.

Використання зрідженого газу в якості палива дозволяє значно зекономити кошти та час бункерування, та знизити до 18% викиди CO₂ в порівнянні з використанням традиційних видів палива. Тиск подачі паливного газу в двигун складає 53 бар., а температура подачі – від +25°C до +45°C. Для досягнення цих показників на судні використовується система подачі паливного газу (ecoFGSS®).

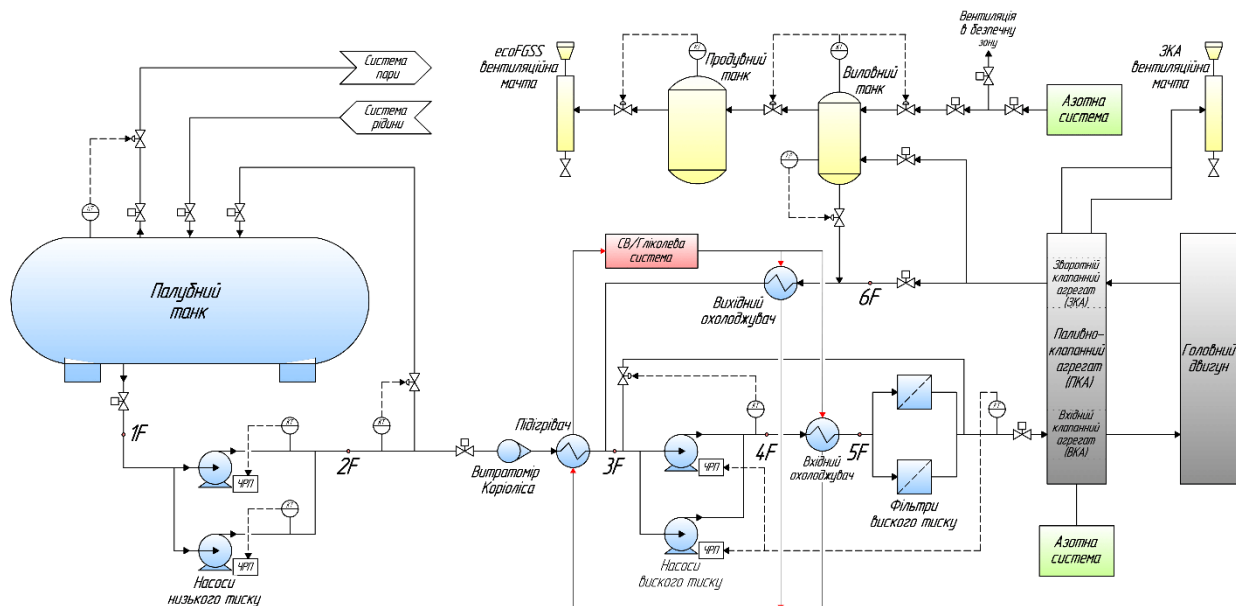


Рисунок 3 – Технологічна схема системи подачі паливного газу ecoFGSS®

Система подачі паливного газу призначена для подавання зрідженого газу з необхідним тиском, температурою і витратою до паливного клапанного механізму (FVT).

EcoFGSS® складається з наступних компонентів (рис 3): палубного танка для зберігання палива; насосів низького тиску; підігрівача палива; насосів високого тиску; вихідного охолоджувача; вхідного охолоджувача; фільтрів високого тиску; виловного танку; продувального танку; допоміжних систем, включаючи

прісну воду СВ/гліколь, азот і вентиляцію; системи управління (інтегровану з системою обробки вантажу).

Робочі процеси в системі ecoFGSS®

Під час нормальної роботи ecoFGSS® насоси низького тиску рециркулюють тепло назад в палубний танк через лінію зворотного відведення мінімального потоку і генеруватимуть відпрацьований газ. Регулятор тиску буде підтримувати тиск в палубному танку на заданому рівні нижче максимально допустимого значення запобіжного клапана (MARVS), відводячи випаровуваний газ у парову систему. Випаровуваний газ, прямує в установку повторного зрідження. Конденсат повертається назад у вантажні танки та/або палубний танк.

Насоси низького тиску, перекачують паливний газ з палубного танку (точка 1F) до установки ecoFGSS® під тиском приблизно 21 бар (точка 2F). Контролер тиску забезпечить мінімальний захист потоку насосів шляхом рециркуляції потоку назад в палубний танк, коли це необхідно.

Через систему подачі вантажного газу, яка розташована в компресорному відділенні, зріджений газ проходить через лічильник Коріоліса, який вимірює чистий потік паливного газу до двигуна, тобто різницю між об'ємом паливного газу, що надходить до двигуна та повертається з нього.

Далі потік паливного газу проходить через підігрівач, який використовує замкнений контур свіжої води/гліколю для нагрівання LPG до температури в межах діапазону подавання в двигун від 30 до 40°C (точка 3F), змішується у всмоктувальному колекторі насосів високого тиску з паливним газом і мастилом, що надходить зі зворотної магістралі двигуна.

Паливний газ надходить до насосів високого тиску, які підвищують тиск до тиску нагнітання вхідного клапанного агрегату (ВКА) 53 бар (точка 4F). Далі газ охолоджується в вхідному охолоджувачі з контуром СВ/гліколю для видалення надлишкового тепла від насосів (точка 5F). Контролер тиску забезпечує мінімальний захист потоку насосів високого тиску шляхом рециркуляції охолодженого потоку назад до всмоктувального колектора, коли це необхідно.

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		27

Після охолоджувача паливний газ фільтрується в подвійному фільтрі високого тиску (10 мікрон) відповідно до вимог виробника головного двигуна перед надходженням в паливно-клапанний агрегат (ПКА) який також розташовано в компресорному відділенні, і далі рухається до головного двигуна. Надлишковий потік паливного газу направляється до двигуна, щоб сприяти охолодженню блоків інжекторів зрідженого газу. Цей надлишковий потік збирає невелику кількість мастила для ущільнення двигуна і повертається в есоFGSS® через зворотній клапанний агрегат (ЗКА) (точка 6F).

Зворотний потік охолоджується в вихідному охолоджувачі з контуром СВ/гліколю, а потім змішується зі свіжим паливним газом, що подається насосами низького тиску. Вихідний охолоджувач запобігає випаровуванню газу на всмоктуванні насосів низького тиску, оскільки температура зворотного потоку становить близько 60°C.

ПКА, головний двигун та трубопроводи між цими компонентами необхідно очищати від зрідженого газу за допомогою азоту. Та під час запуску ця ділянка знову заповнюється азотом.

Під час зупинки трубопровід через вихідний охолоджувач закривається, а трубопровід до виловного танку відкривається, щоб забезпечити відділення рідкого газу від пари. Азот та пари вантажу направляються з виловного танка в продувний танк.

Процес продувки триває до тих пір, поки ПКА не припинить подачу азоту і не скине тиск з трубопроводу двигуна до вентиляційної мачти ЗКА.

Продувний бак призначений для уловлювання азоту і парів вантажу щоб гарантувати, що під час зупинки не відбудеться викиду пари газу в місцях, де це може бути заборонено (наприклад, у портах і зонах з обмеженим доступом). Під час наступного запуску продувний танк скидає тиск через вентиляційну мачту есоFGSS®.

Під час наступного запуску двигуна виловний танк нагнітає накопичену рідину LPG на всмоктування насосів високого тиску. Для цього виловний танк

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		28

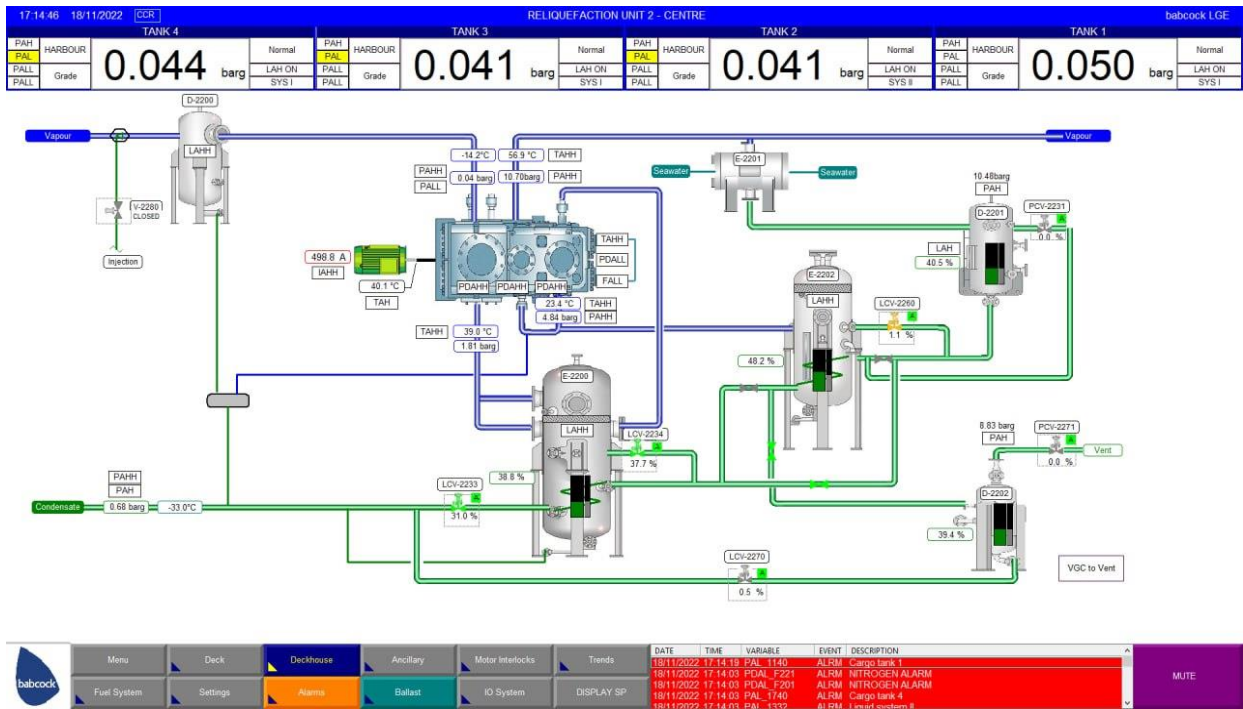


Рисунок 4 – Основні параметри роботи установки повторного зрідження, які отримані в результаті ходових випробувань

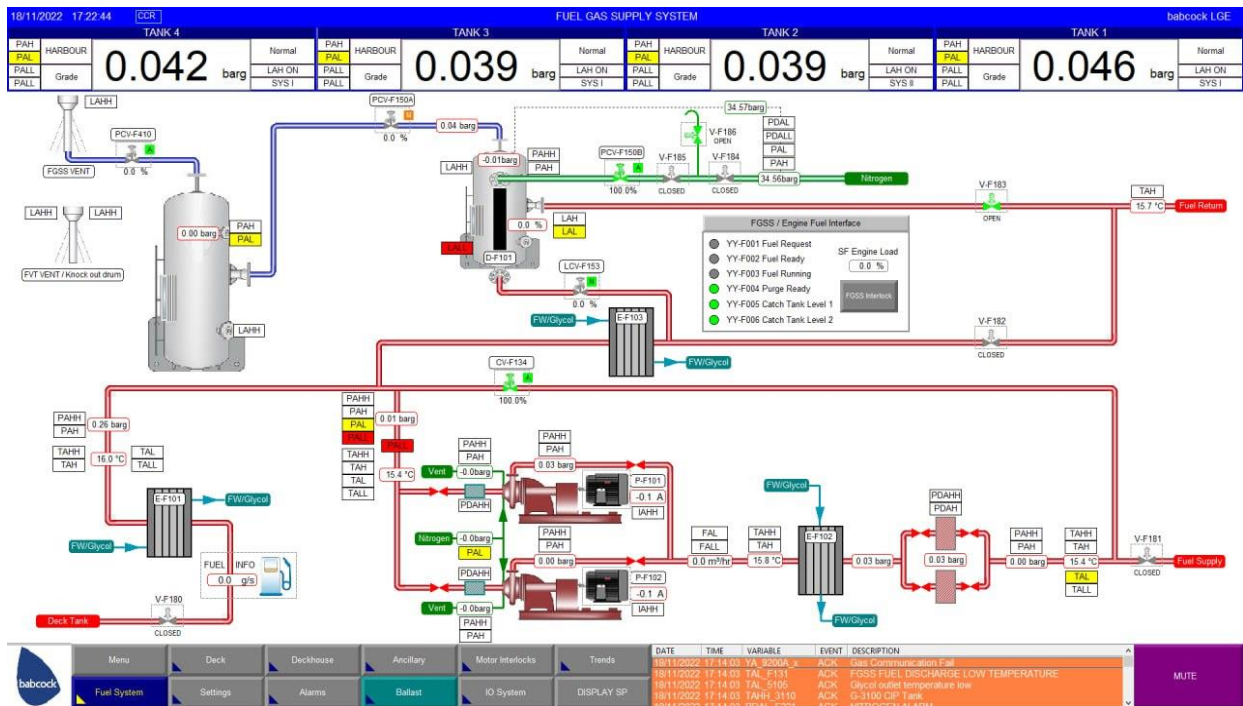


Рисунок 5 – Основні параметри роботи FGSS, які отримані в результаті ходових випробувань

Таблиця 2 – Параметри установки повторного зрідження, під час ходових випробувань судна

Параметр	Значення
Тиск ВOG, бар (над)	0.044
Тиск всмоктування у перший циліндр компресора P_1 , бар (над)	0.04
Температура всмоктування у перший циліндр компресора t_1 , °C	-14.2
Тиск нагнітання першого циліндра компресора, P_2 бар (над)	1.81
Температура нагнітання першого циліндра компресора t_2 , °C	39
Тиск нагнітання другого циліндра компресора, P_4 бар (над)	4.84
Температура нагнітання другого циліндра компресора t_4 , °C	63.99
Тиск всмоктування у третій циліндр компресора, P_5 бар (над)	4.84
Температура всмоктування у третій циліндр компресора t_5 , °C	20.34
Тиск нагнітання третього циліндра компресора, P_5^* бар (над)	10.7
Температура нагнітання у перший циліндр компресора t_5^* , °C	61.8
Температура на виході вантажного конденсатора t_6 , °C	33.33
Температура на виході охолоджувача газу t_8 , °C	7.99
Температура на виході проміжної ємності t_{10} , °C	-14.7
Температура вантажу на виході з ДВЗ t_{11} , °C	-41.52
Дійсна об'ємна продуктивність компресора на всмоктуванні в перший циліндр $V_{d(1)}$, м ³ /год	1712

Таблиця 3 – Параметри FGSS в процесі ходових випробувань судна

Параметр	Значення
Склад газу, %	100
Об'єм дек танка, м ³	400
Тиск в палубному танку P_{1F} , бар (над)	4.5
Температура рідини в палубному танку t_{1F} , °C	-1.72
Тип насосів НТ – Насос з бічним каналом	
Тиск на виході з насосу НТ P_{2F} , бар (над)	21
Номінальний диференціальний напір, mlc	460
Номінальна продуктивність, м ³ /год	4.03
Робоча швидкість, об/хв	3300
Тип насосу ВТ – Насос з бічним каналом	
Тиск на виході з насосу ВТ P_{4F} , бар (над)	53
Номінальний диференціальний напір, mlc	712
Номінальна продуктивність, м ³ /год	5.65
Робоча швидкість, об/хв	3430
Тип підігрівача – Кожухо-пластинчастий	
Площа поверхні теплообміну, м ²	8.6
Номінальний коефіцієнт теплопередавання, Вт/м ² °C	669
Температура вантажу після теплообмінника t_{3F} , °C	35
Тип вхідного охолоджувача – Кожухо-пластинчастий	
Площа поверхні теплообміну, м ²	5.4
Номінальний коефіцієнт теплопередавання, Вт/м ² °C	1099
Температура вантажу після теплообмінника t_{5F} , °C	35

На основі прямих вимірювань будується термодинамічний цикл установки і розраховуються параметри у вузлових точках циклу.

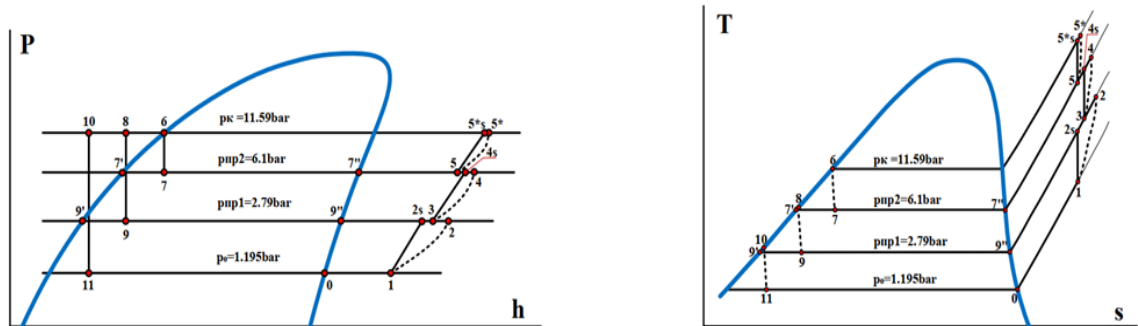


Рисунок 6 – Цикли триступеневої установки повторного зрідження у діаграмах стану: а) (p-h) і б) (T-s)

Таблиця 4 – Термодинамічні та ексергетичні дані для матеріальних потоків систем за результатами ходових випробувань

№ точки	P, бар	t, °C	h, кДж/кг	v, м³/кг	s, кДж/кгК	x, кг/кг	e ^φ кДж/кг
0	1.04	-41.52	526.66	0.4039	2.4475		14.696
1	1.04	-14.2	567.27	0.4572	2.6131		5.9319
2	2.81	39	649.55	0.2012	2.7202		56.28
2 ^s	2.81	20.42	617.12	0.1817	2.6131		55.782
3	2.81	37.7	636.65	0.1958	2.6784		55.843
4	5.84	63.99	688.14	0.1017	2.7083		98.418
4 ^s	5.84	58.79	678.13	0.0973	2.6784		97.323
5	5.84	20.34	606.62	0.0846	2.4496		94.029
5* ^s	11.7	56.9	657.92	0.0451	2.5001		130.27
5*	11.7	61.8	668.09	0.0462	2.5306		131.35
6	11.7	33.33	288.12	0.0021	1.2993		118.49
7	5.84	6.99	288.12	0.0168	1.3146	0.1931	113.93
7'	5.84	6.99	217.66	0.0020	1.0631		118.45
7''	5.84	6.99	582.47	0.0799	2.3653		95.013
8	11.7	7.99	220.47	0.0019	1.0691		119.48
9	2.81	-16.07	220.47	0.0256	1.0856	0.1509	114.56
9'	2.81	-16.07	160.71	0.0018	0.8532		124.09
9''	2.81	-16.07	556.69	0.1593	2.4475		44.726
10	11.7	-14.07	166.14	0.0018	0.8679		125.13
11	1.04	-41.52	166.14	0.0627	0.8910	0.1517	118.25
1 ^F	4.5	-1.72	572.96	0.1017	2.3743		82.82
2 ^F	26.25	-1.72	197.01	0.0019	0.9742		124.31
3 ^F	26.25	30.1	279	0.0020	1.2595		121.24
4 ^F	55.63	48.9	330.85	0.0021	1.4058		129.47
5 ^F	55.63	35	292.47	0.0020	1.2840		127.4
6 ^F	21.5	55.9	256.94	0.0020	1.1659		127.08

Енергетичний розрахунок циклу установки повторного зрідження

Питома холодопродуктивність установки:

$$q_0 = h_0 - h_{11} = 526.66 - 166.14 = 360.52 \text{ кДж/кг.} \quad (1.1)$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор:

$$q_k = h_{5^*} - h_6 = 641.47 - 288.12 = 353.35 \text{ кДж/кг.} \quad (1.2)$$

Питома об'ємна холодопродуктивність машини:

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{360.52}{0.4572} = 788.54 \text{ кДж/м}^3. \quad (1.3)$$

Холодопродуктивність установки:

$$Q_0 = V_{\partial(I)} \cdot q_v = 0.4756 \cdot 788.54 = 375.03 \text{ кВт.} \quad (1.7)$$

Коефіцієнт подавання циліндра I ступеня вантажного компресора:

$$\lambda_{(I)}^{кнс} = \left(1 - c \left[\left(\frac{P_{np1}}{P_0}\right) - 1\right]\right) \cdot \frac{T_0 + \theta_{(I)}}{T_{np1} \cdot \alpha + \beta \cdot \theta_{(I)}}. \quad (1.4)$$

де: $\theta_{(I)} = t_1 - t_0 = -14.2 + 41.52 = 27.32^\circ\text{C}$ – повний перегрів на всмоктуванні в циліндр I ступеня компресора.

$\alpha = 1.12$; $\beta = 0.5$ – імперичні коефіцієнти.

$$\lambda_{(I)}^{кнс} = \left(1 - 0.02 \cdot \left[\left(\frac{2.81}{1.04}\right) - 1\right]\right) \cdot \frac{231.63}{301.59} = 0.742.$$

Коефіцієнт подавання циліндра II ступеня вантажного компресора:

$$\lambda_{(II)}^{CP} = \left(1 - c \left[\left(\frac{P_{np2}}{P_{np1}}\right) - 1\right]\right) \cdot \frac{T_{np1} + \theta_{(II)}}{T_{np2} \cdot \alpha + \beta \cdot \theta_{(II)}}. \quad (1.5)$$

де: $\theta_{(II)} = t_3 - t_{np1} = 31.7 + 16.07 = 47.77^\circ\text{C}$ – повний перегрів на всмоктуванні в циліндр II ступеня компресора.

$$\lambda_{(II)}^{CP} = \left(1 - 0.02 \left[\left(\frac{5.84}{2.81}\right) - 1\right]\right) \cdot \frac{304.84}{337.64} = 0.884$$

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		35

Коефіцієнт подавання циліндра III ступеня вантажного компресора:

$$\lambda_{(III)}^{квс} = \left(1 - c \left[\left(\frac{P_k}{P_{np2}} \right) - 1 \right] \right) \cdot \frac{T_{np2} + \theta_{(III)}}{T_k \cdot \alpha + \beta \cdot \theta_{(III)}}, \quad (1.6)$$

де: $\theta_{(III)} = t_5 - t_{np2} = 20.34 - 6.99 = 13.35^\circ C$ – повний перегрів на всмоктуванні в циліндр III ступеня компресора.

$$\lambda_{(III)}^{квс} = \left(1 - 0.02 \left[\left(\frac{11.7}{5.84} \right) - 1 \right] \right) \cdot \frac{293.49}{349.93} = 0.822$$

Масова витрата BOG через циліндр I ступеня компресора:

$$M_{a(I)}^{кнс} = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{375.03}{360.52} = 1.04 \text{ кг/с}. \quad (1.7)$$

Масова витрата BOG через циліндр II ступеня компресора визнається по тепловому балансу проміжної посудини:

$$M_{a(II)}^{ср} = M_{a(I)}^{кнс} + M_a^{СЛ1} \cdot x_9 + M_a^{3M1} \quad (1.8)$$

Масова витрата рідини через зміювик проміжної посудини:

$$M_a^{3M1} = \frac{M_{a(I)}^{кнс} \cdot (h_8 - h_{10})}{h_{9''} - h_{9'}} \text{ кг/с}, \quad (1.9)$$

$$M_a^{3M1} = \frac{1.04 \cdot (220.47 - 166.14)}{556.69 - 160.71} = 0.1427 \text{ кг/с}.$$

$$M_a^{СЛ1} = M_{a(II)}^{ср} - M_{a(I)}^{кнс} \Rightarrow M_{a(II)}^{ср} = M_{a(I)}^{кнс} + M_{a(II)}^{ср} \cdot x_9 - M_{a(I)}^{кнс} \cdot x_9 + M_a^{3M1} \Rightarrow$$

$$M_{a(II)}^{ср} \cdot (1 - x_9) = M_{a(I)}^{кнс} - M_{a(I)}^{кнс} \cdot x_9 + M_a^{3M1};$$

$$M_{a(II)}^{ср} = \frac{M_{a(I)}^{кнс} \cdot (1 - x_9) + M_a^{3M1}}{(1 - x_9)}, \text{ кг/с}. \quad (1.10)$$

$$M_{a(II)}^{ср} = \frac{1.04 \cdot (1 - 0.1509) + 0.1427}{(1 - 0.1509)} = 1.208 \text{ кг/с}.$$

$$M_a^{СЛ1} = 1.208 - 1.04 = 0.168 \text{ кг/с}.$$

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		36

Параметри пари ВОГ на виході з проміжної посудини (всмоктування у циліндр II ступеня) визначимо з рівняння енергетичного балансу процесу змішування:

$$M^{CJ1} \cdot h_9 + M_{a(I)}^{квс} \cdot h_8 + M_{a(I)}^{квс} \cdot h_2 = M_{a(II)}^{cp} \cdot h_3 + M_{a(I)}^{квс} \cdot h_{10} \Rightarrow$$

$$h_3 = \frac{M^{CJ1} \cdot h_9 + M_{a(I)}^{квс} \cdot h_8 + M_{a(I)}^{квс} \cdot h_2 - M_{a(I)}^{квс} \cdot h_{10}}{M_{a(II)}^{cp}} = \frac{769.074}{1.208} = 636.65 \text{ кДж/кг.} \quad (1.11)$$

Масова витрата ВОГ через циліндр III ступеня компресора визначається з рівняння енергетичного балансу процесу змішування охолоджувача вентиляційного газу:

$$M_{a(III)}^{квс} = M_a^{CJ2} \cdot x_7 + M_{a(II)}^{cp} + M_a^{3M2}. \quad (1.12)$$

$$M_a^{CJ2} = M_{a(III)}^{квс} - M_{a(II)}^{cp}. \quad (1.13)$$

Масова витрата рідини через змішувач охолоджувача вентиляційного газу:

$$M_a^{3M2} = \frac{M_{a(II)}^{cp} \cdot (h_6 - h_8)}{h_7'' - h_7'} = \frac{1.208 \cdot (288.12 - 220.47)}{582.47 - 217.66} = 0.224 \text{ кг/с.} \quad (1.14)$$

$$M_{a(III)}^{квс} = M_{a(III)}^{квс} \cdot x_7 - M_{a(II)}^{cp} \cdot x_7 + M_{a(II)}^{cp} + M_a^{3M2} \Rightarrow$$

$$M_{a(III)}^{квс} = \frac{M_{a(II)}^{cp} (1 - x_7) + M_a^{3M2}}{(1 - x_7)} = \frac{1.208 \cdot (1 - 0.1931) + 0.224}{(1 - 0.1931)} = 1.486 \text{ кг/с.} \quad (1.15)$$

$$M_a^{CJ2} = 1.486 - 1.208 = 0.278 \text{ кг/с.}$$

Точку 5 визначимо за балансом процесу змішування перед циліндром II ступеня:

$$M_a^{CJ2} \cdot h_7'' + M_{a(II)}^{cp} \cdot h_4 = M_{a(III)}^{квс} \cdot h_5 \Rightarrow$$

$$h_5 = \frac{M_a^{CJ2} \cdot h_7'' + M_{a(II)}^{cp} \cdot h_4}{M_{a(III)}^{квс}} = \frac{0.278 \cdot 582.47 + 1.208 \cdot 612.18}{1.486} = 606.62 \text{ кДж/кг.} \quad (1.16)$$

Питома адиабатна робота стиснення циліндра I ступеня компресора:

$$w_{a(I)}^{квс} = h_{2s} - h_1 = 617.12 - 567.27 = 49.85 \text{ кДж/кг.} \quad (1.17)$$

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
						37
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

Питома адіабатна робота стиснення циліндра II ступеня компресора:

$$w_{a(II)}^{cp} = h_{4s} - h_3 = 678.13 - 636.65 = 41.48 \text{ кДж/кг.} \quad (1.18)$$

Питома адіабатна робота стиснення циліндра III ступеня компресора:

$$w_{a(III)}^{k\kappa c} = h_{5*s} - h_5 = 657.92 - 606.62 = 51.3 \text{ кДж/кг.} \quad (1.19)$$

Питома дійсна робота стиснення циліндра I ступеня компресора:

$$w_{i(I)}^{k\kappa c} = h_2 - h_1 = 649.55 - 567.27 = 82.28 \text{ кДж/кг.} \quad (1.20)$$

Питома дійсна робота стиснення циліндра II ступеня компресора:

$$w_{i(II)}^{cp} = h_4 - h_3 = 688.14 - 636.65 = 51.49 \text{ кДж/кг.} \quad (1.21)$$

Питома дійсна робота стиснення циліндра III ступеня компресора:

$$w_{i(III)}^{k\kappa c} = h_{5*} - h_5 = 668.09 - 606.62 = 61.47 \text{ кДж/кг.} \quad (1.22)$$

Коефіцієнт перетворення (адіабатний):

$$COP_a = \frac{q_0}{w_{a(I)}^{k\kappa c} + a \cdot w_{a(II)}^{cp} + \epsilon w_{a(III)}^{k\kappa c}} = \frac{360.52}{49.85 + 48.179 + 73.303} = 2.1 \quad (1.23)$$

де: $a = \frac{M_{a(II)}^{cp}}{M_{a(I)}^{k\kappa c}} = \frac{1.208}{1.04} = 1.1615$ $\epsilon = \frac{M_{a(III)}^{k\kappa c}}{M_{a(I)}^{k\kappa c}} = \frac{1.486}{1.04} = 1.4289$

Коефіцієнт перетворення (дійсний):

$$COP_i = \frac{q_0}{W_{i(I)}^{k\kappa c} + a \cdot w_{i(II)}^{cp} + \epsilon w_{i(III)}^{k\kappa c}} = \frac{360.52}{82.28 + 59.81 + 87.84} = 1.57 \quad (1.23^*)$$

Дійсна об'ємна продуктивність циліндра I ступеня компресора:

$$V_{\partial(I)}^{k\kappa c} = M_{a(I)}^{k\kappa c} \cdot v_1 = 1.04 \cdot 0.4572 = 0.4755 \text{ м}^3/\text{с.} \quad (1.24)$$

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		38

Дійсна об'ємна продуктивність циліндра II ступеня компресора:

$$V_{\partial(II)}^{cp} = M_{a(II)}^{cp} \cdot v_3 = 1.208 \cdot 0.1958 = 0.2365 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (1.25)$$

Дійсна об'ємна продуктивність циліндра III ступеня компресора:

$$V_{\partial(III)}^{квс} = M_{a(III)}^{квс} \cdot v_5 = 1.486 \cdot 0.0846 = 0.2572 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (1.26)$$

Теоретична об'ємна продуктивність циліндра II ступеня компресора:

$$V_{h(I)}^{кнс} = \frac{V_{\partial(I)}^{кнс}}{\lambda_{(I)}^{кнс}} = \frac{0.4755}{0.742} = 0.6408 \text{ м}^3/\text{с} \quad (1.27)$$

Теоретична об'ємна продуктивність циліндра II ступеня компресора:

$$V_{h(II)}^{cp} = \frac{V_{\partial(II)}^{cp}}{\lambda_{(II)}^{cp}} = \frac{0.2365}{0.884} = 0.2675 \text{ м}^3/\text{с} \quad (1.28)$$

Теоретична об'ємна продуктивність циліндра III ступеня компресора:

$$V_{h(III)}^{квс} = \frac{V_{\partial(III)}^{квс}}{\lambda_{(III)}^{квс}} = \frac{0.2572}{0.822} = 0.1529 \quad (1.29)$$

Теплове навантаження на конденсатор:

$$Q_k = M_{a(III)}^{квс} \cdot q_k = 1.486 \cdot 353.35 = 525.08 \text{ кВт}. \quad (1.30)$$

Адіабатна потужність циліндра I ступеня компресора:

$$N_{a(I)}^{кнс} = M_{a(I)}^{кнс} \cdot w_{a(I)}^{кнс} = 1.04 \cdot 49.85 = 51.84 \text{ кВт}. \quad (1.31)$$

Адіабатна потужність циліндра II ступеня компресора:

$$N_{a(II)}^{cp} = M_{a(II)}^{cp} \cdot w_{a(II)}^{cp} = 1.208 \cdot 41.48 = 50.11 \text{ кВт}. \quad (1.32)$$

Адіабатна потужність циліндра III ступеня компресора:

$$N_{a(III)}^{квс} = M_{a(III)}^{квс} \cdot w_{a(III)}^{квс} = 1.486 \cdot 51.3 = 76.23 \text{ кВт}. \quad (1.33)$$

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		39

Індикаторний ККД циліндра I ступеня компресора: $\eta_{(i)}^{кнс} = 0.56$.

Індикаторний ККД циліндра II ступеня компресора: $\eta_{(i)}^{ср} = 0.78$.

Індикаторний ККД циліндра III ступеня компресора: $\eta_{(i)}^{квс} = 0.80$.

Індикаторна потужність циліндра I ступеня компресора:

$$N_{i(I)}^{кнс} = \frac{N_{a(I)}^{кнс}}{\eta_{(i)}^{кнс}} = \frac{51.84}{0.56} = 92.57 \text{ кВт.} \quad (1.34)$$

Індикаторна потужність циліндра II ступеня компресора:

$$N_{i(II)}^{ср} = \frac{N_{a(II)}^{ср}}{\eta_{(i)}^{ср}} = \frac{50.11}{0.78} = 64.24 \text{ кВт.} \quad (1.35)$$

Індикаторна потужність циліндра III ступеня компресора:

$$N_{i(III)}^{квс} = \frac{N_{a(III)}^{квс}}{\eta_{(i)}^{квс}} = \frac{76.23}{0.8} = 95.29 \text{ кВт.} \quad (1.36)$$

Потужність тертя циліндра I ступеня компресора:

$$N_{тр(I)}^{кнс} = V_{h(I)}^{кнс} \cdot p_{имп} = 0.6408 \cdot 50 = 32.04 \text{ кВт.} \quad (1.37)$$

Потужність тертя II ступеня компресора:

$$N_{тр(II)}^{ср} = V_{h(II)}^{ср} \cdot p_{имп} = 0.2675 \cdot 50 = 13.38 \text{ кВт.} \quad (1.38)$$

Потужність тертя III ступеня компресора:

$$N_{тр(III)}^{квс} = V_{h(III)}^{квс} \cdot p_{имп} = 0.1529 \cdot 50 = 7.65 \text{ кВт.} \quad (1.39)$$

Ефективна потужність циліндра I ступеня компресора:

$$N_{e(I)}^{кнс} = N_{тр(I)}^{кнс} + N_{i(I)}^{кнс} = 32.04 + 95.29 = 127.33 \text{ кВт.} \quad (1.40)$$

Ефективна потужність II ступеня компресора:

$$N_{e(II)}^{ср} = N_{тр(II)}^{ср} + N_{i(II)}^{ср} = 13.38 + 64.24 = 77.64 \text{ кВт.} \quad (1.41)$$

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		40

Ефективна потужність III ступеня компресора:

$$N_{e(III)}^{квс} = N_{mp(III)}^{квс} + N_{i(III)}^{квс} = 7.65 + 65.29 = 72.94 \text{ кВт.} \quad (1.42)$$

Сумарна ефективна потужність компресора:

$$\sum N_e = N_{e(I)}^{квс} + N_{e(II)}^{ср} + N_{e(III)}^{квс} = 127.33 + 77.64 + 72.94 = 277.91 \text{ кВт.} \quad (1.43)$$

Коефіцієнт перетворення оборотного циклу Карно:

$$COP_{\kappa} = \frac{T_0}{T_{\kappa} - T_0} = \frac{231.63}{306.48 - 231.63} = 3.09. \quad (1.44)$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP_{\delta} = \frac{Q_0}{\sum N_e} = \frac{375.03}{277.91} = 1.35. \quad (1.45)$$

Ступінь термодинамічної досконалості машини:

$$\eta_{СТС} = \frac{COP_{\delta}}{COP_{\kappa}} = \frac{1.35}{3.09} = 0.44. \quad (1.46)$$

Питоме енергоспоживання установки повторного зрідження на 1 кг BOG:

$$SPC_{BOG} = \frac{\sum N_e}{M_a^{квс} 1} = \frac{277.91}{1.04} = 0.074 \text{ кВт/год} \quad (1.47)$$

Енергетичний розрахунок циклу системи подачі паливного газу (FGSS)

Потужність, необхідна для процесу стиснення в насосі з боковим каналом низького тиску:

$$N_{i(F)}^{LP} = \frac{(p_2^F - p_1^F) M_{a(F)}^{LP}}{\rho^F \cdot \eta_{LP}}, \quad (2.1)$$

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;

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		41

$$N_{i(F)}^{LP} = \frac{(26.25-4.5) \cdot 10^2 \cdot 0.481}{9.835 \cdot 0.75} = 141.83 \text{ кВт}$$

Теплове навантаження на підігрівач FGSS:

$$\dot{Q}_{II}^{LP} = M_{a(F)}^{HP} \cdot (h_{2F} - h_{3F}) = 0.481 \cdot (489.35 - 170.96) = 153.15 \text{ кВт.} \quad (2.2)$$

Потужність, необхідна процесу стиснення в насосі з боковим каналом високого тиску (НР) визначається як:

$$N_{i(F)}^{HP} = \frac{M_{a(F)} \cdot (h_{4F} - h_{3F})}{\eta_{HP}} = \frac{0.481 \cdot (489.35 - 330.85)}{0.75} = 101.65 \text{ кВт,} \quad (2.3)$$

де: $\eta_{HP} = 0,75$ – ККД насоса високого тиску;

Теплове навантаження на охолоджувач FGSS:

$$\dot{Q}_{ox}^{HP} = M_{a(F)}^{HP} \cdot (h_{4F} - h_{5F}) = 0.481 \cdot (330.85 - 292.47) = 18.46 \text{ кВт.} \quad (2.4)$$

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

$$SPC_{FGSS} = \frac{N_{i(F)}^{LP} + N_{i(F)}^{HP}}{M_{a(F)}^{LP}} = \frac{148.35 + 101.65}{0.481} = 0.0144 \text{ кВт год/кг} \quad (2.5)$$

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		42

2.3 Традиційний ексергетичний аналіз системи

Термодинамічний аналіз є тією базою, за допомогою якої можна вирішувати завдання вдосконалення будь-яких енергоперетворюючих систем.

Відомо, що завдання термодинамічного аналізу полягає не тільки в оцінюванні термодинамічної ефективності установки в цілому, але і в тому, щоб сприяти її подальшому вдосконаленню шляхом пошуку тих елементів, поліпшення яких здатне найбільше вплинути на зростання загальної ефективності. У разі це означає вміння правильно розподілити загальні енерговитрати на кожному елементі і, навпаки, по елементним витратам енергії визначати загальні.

Сучасні методи аналізу процесів, засновані на ексергетичному аналізі, оскільки він пропонує краще представлення процесу і вважається надійним інструментом для інженерної оцінки енергоефективності системи.

Ексергія визначається як максимальна кількість роботи, яка може бути вироблена потоком або системою, коли вони приведені в рівновагу з еталонним середовищем, і її можна розглядати як міру корисності чи якості енергії. [31].

Ексергія витрачається в реальних процесах через незворотність і зберігається якщо процеси ідеально оборотні.

Ексергетичний аналіз вказує на місце, положення, величину та джерела термодинамічної неефективності в енергоперетворюючих системах.

Ця інформація є необхідною і достатньою для підвищення ефективності системи, а також призначена для порівняння різних систем за цими показниками.

При визначенні ексергії об'єкт розгляду включає саму систему (або потік енергії), навколишнє середовище (еталонне середовище), міру ексергії (роботи), що віддає зовнішньому приймачу енергії, і ті об'єкти зовнішньої середовища, які можуть служити приймачем енергії.

Концепція та методологія ексергетичного аналізу описані у літературі [32, 33, 34].

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		43

Для проведення ексергетичного аналізу термодинамічна модель ґрунтується на наступних припущеннях:

- всі процеси стаціонарні та рівноважні;
- втратами тертя і тепла нехтують.

Температура та тиск навколишнього середовища (етолонного середовища) 25°C та 1 атм відповідно.

Ексергія споживається через незворотність процесів. Споживання ексергії пропорційне виробництву ентропії. Основна важлива відмінність енергії від ексергії: енергія зберігається, у той час як ексергія, міра якості енергії або робочого потенціалу може споживатися.

Для енергоперетворюючої системи, що працює у стаціонарному режимі, є деяка кількість вхідних та вихідних потоків, таких як теплота та робота при взаємодії з навколишнім середовищем. Пов'язана з цим передача речовини та енергії є ексергія, що передається системі або виходить з неї, і деструкція ексергії, викликана незворотностями в межах системи.

Баланси маси, енергії та ексергії для будь-якого контрольного обсягу в стаціонарному стані з незначними кінетичними та потенційними змінами енергії можуть бути виражені наступним чином

Баланс маси:

$$\sum M_a^{(вх)} = \sum M_a^{(вих)}, \quad (3.1)$$

де: M_a , кг/с – масові витрати (вхідних та вихідних) потоків.

Рівняння енергетичного балансу на підставі першого закону термодинаміки для системи контрольного об'єму має вигляд:

$$Q + W = \sum (M_a^{(вих)} \cdot h_{вих}) - \sum (M_a^{(вх)} \cdot h_{вх}), \quad (3.4)$$

де: Q – передавання тепла в систему через контрольну поверхню межі системи;

W – робота (включаючи всі види роботи), виведена із системи.

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		44

Загальний баланс ексергії може бути виражений як:

$$E_Q + W = \sum E_x^{ex} - \sum E_x^{ex} + \Delta E_x, , \quad (3.5)$$

де: E_Q – ексергія теплоти при температурі T :

$$E_Q = Q \left(1 - \frac{T_{н.ср}}{T} \right) , \text{ кВт} \quad (3.6)$$

E_x^{ex} , E_x^{ex} – потоки фізичної ексергії, що входять і виходять.

$$E_x = M_a \cdot e_x , \text{ кВт} \quad (3.7)$$

e_x – питома фізична ексергія потоку, що виникає внаслідок перепадів температур та тисків:

$$e_x = h - h_{н.ср} - T_{н.ср} (s - s_{н.ср}) , \text{ кДж/кг} \quad (3.8)$$

ΔE_x – ексергетичні втрати, пов'язані з незворотною процесів у системі.

Ефективна робота системи повторного зрідження пропану досягається за рахунок мінімізації будь-яких і всіх видів ексергетичних втрат, оскільки такі втрати вимагають великих витрат енергії для їх компенсації.

Втрати ексергії можна визначити кількісно, використовуючи концепцію ексергетичного аналізу. Вони термодинамічно пов'язані з виробництвом ентропії та визначаються із співвідношення Гюї - Стодолі:

$$\Delta E_x = T_{cp} \cdot \Delta S_{\Sigma} , \text{ кВт}, \quad (3.9)$$

де: ΔS_{Σ} – швидкість генерації ентропії у процесі.

Ексергетичні втрати генеруються у всіх компонентах системи. Таким чином, загальні ексергетичні втрати $\Delta E_{заг}$ можна записати як суму окремих втрат, в цих

компонентах, тобто: $\Delta E_{заг} = \sum_{x=1}^n \Delta E_x$.

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		45

Ексергія повторного зрідження пропану, визначається за наступним рівнянням:

$$E_{LPG} = M_{a(I)}^{KHC} \cdot e_{11}$$

де: $M_{a(I)}^{KHC}$ - масова витрата LPG, кг/с.

e_{11} – питома фізична ексергія зрідженого BOG у танку, кДж/кг.

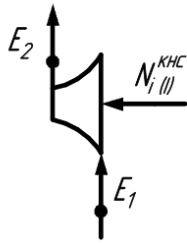
Ексергетична ефективність установки визначається як

$$\varepsilon = 1 - \frac{\sum \Delta E_{заг}}{\sum Na} \quad (3.10)$$

Ексергетичний аналіз компонентів запропонованої системи виконано в такій послідовності:

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		46

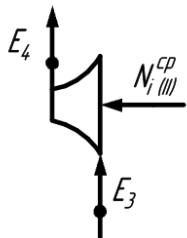
**Компресор
нижній ступінь (КНС)**



$$\Delta E_{(I)}^{КНС} = M_{a(I)}^{КНС} \cdot (e_1 - e_2) + N_{i(I)}^{КНС}, \text{ кВт} \quad (3.11)$$

$$\Delta E_{(I)}^{КНС} = 1.04 \cdot (5.931 - 56.28) + 92.57 = 40.207 \text{ кВт}$$

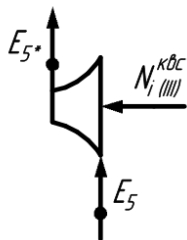
**Компресор
середній ступінь (СР)**



$$\Delta E_{(II)}^{СР} = M_{a(II)}^{СР} \cdot (e_3 - e_4) + N_{i(II)}^{СР}, \text{ кВт} \quad (3.12)$$

$$\Delta E_{(II)}^{СР} = 1.208 \cdot (55.843 - 98.418) + 64.24 = 12.809 \text{ кВт}$$

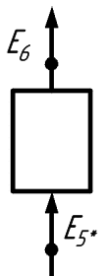
**Компресор
верхній ступінь (КВС)**



$$\Delta E_{(III)}^{КВС} = M_{a(III)}^{КВС} \cdot (e_5 - e_{5*}) + N_{i(III)}^{КВС}, \text{ кВт} \quad (3.13)$$

$$\Delta E_{(III)}^{КВС} = 1.486 \cdot (94.029 - 131.35) + 76.23 = 20.771 \text{ кВт}$$

Вантажний конденсатор (КД)

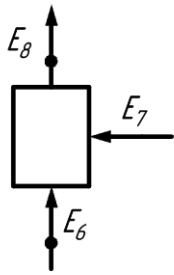


$$\Delta E^{КД} = M_a^{КД} \cdot (e_{5*} - e_6), \text{ кВт} \quad (3.14)$$

$$\Delta E^{КД} = 1.486 \cdot (131.35 - 118.49) = 19.11 \text{ кВт}$$

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		47

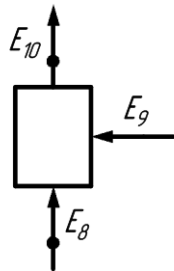
**Охолоджувач
вентиляційного газу (ОВГ)**



$$\Delta E^{ОВГ} = M_a^{сл2} \cdot e_7 + M_{a(II)}^{cp} \cdot (e_6 - e_8), \text{ кВт} \quad (3.15)$$

$$\begin{aligned} \Delta E^{ОВГ} &= 0.278 \cdot 113.93 + 1.208 \cdot (118.49 - 119.48) \\ &= 30.477 \text{ кВт} \end{aligned}$$

Проміжна ємність (ПЄ)



$$\Delta E^{ПЄ} = M_a^{сл1} \cdot e_9 + M_{a(I)}^{кнс} \cdot (e_8 - e_{10}), \text{ кВт} \quad (3.16)$$

$$\begin{aligned} \Delta E^{ПЄ} &= 0.168 \cdot 79.378 + 1.04 \cdot (119.48 - 125.13) \\ &= 7.459 \text{ кВт} \end{aligned}$$

Дросельний пристрій (ДП1)



$$\Delta E^{ДП1} = M_a^{сл1} \cdot (e_8 - e_9), \text{ кВт} \quad (3.17)$$

$$\Delta E^{ДП1} = 0.168 \cdot (119.48 - 114.56) = 0.827 \text{ кВт}$$

Дросельний пристрій (ДП2)



$$\Delta E^{ДП2} = M_a^{сл2} \cdot (e_6 - e_7), \text{ кВт} \quad (3.18)$$

$$\Delta E^{ДП2} = 0.278 \cdot (118.49 - 113.93) = 1.268 \text{ кВт}$$

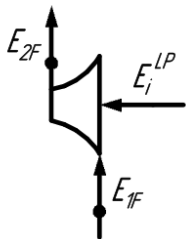
Дросельний пристрій (ДПЗ)



$$\Delta E^{ДПЗ} = M_{a(I)}^{кнс} \cdot (e_{10} - e_{11}), \text{кВт} \quad (3.19)$$

$$\Delta E^{ДПЗ} = 1.04 \cdot (125.13 - 118.25) = 7.155 \text{ кВт}$$

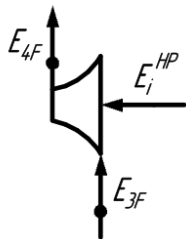
Насос низького тиску (LP)



$$\Delta E^{LP} = M_a^{LP} \cdot (e_{1F} - e_{2F}) + N_i^{LP}, \text{кВт} \quad (3.20)$$

$$\Delta E^{LP} = 0.481 \cdot (82.82 - 124.31) + 141.83 = 121.873 \text{ кВт}$$

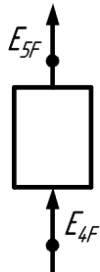
Насос високого тиску (HP)



$$\Delta E^{HP} = M_a^{HP} \cdot (e_{3F} - e_{4F}) + N_i^{HP}, \text{кВт} \quad (3.22)$$

$$\Delta E^{HP} = 0.481 \cdot (121.24 - 129.47) + 101.65 = 97.691 \text{ кВт}$$

Вхідний охолоджувач (ВХО)



$$\Delta E^{exo} = M_a^{exo} \cdot (e_{4F} - e_{5F}), \text{кВт} \quad (3.23)$$

$$\Delta E^{exo} = 0.481 \cdot (129.47 - 127.4) = 0.996 \text{ кВт}$$

Результати розрахунків ексергетичних витрат в компонентах установки повторного зрідження та FGSS з урахуванням питомих ексергетичних параметрів матеріальних потоків та масових витрат надано в табл. 5.

Таблиця 5 – Результати ексергетичного аналізу компонентів дійсної установки повторного зрідження та FGSS.

Елемент	Значення
Ексергетичні витрати КНС (компресор нижній ступінь) $\Delta E_{(I)}^{кнс}, кВт$	40.207
Ексергетичні витрати СР (компресор середній ступінь) $\Delta E_{(II)}^{ср}, кВт$	12.809
Ексергетичні витрати КВС (компресор верхній ступінь) $\Delta E_{(III)}^{квс}, кВт$	20.771
Ексергетичні витрати КД (вантажний конденсатор) $\Delta E^{кд}, кВт$	19.11
Ексергетичні витрати ОВГ (охолоджувач вантажного газу) $\Delta E^{овг}, кВт$	30.477
Ексергетичні витрати ПЄ (проміжна ємність) $\Delta E^{пє}, кВт$	7.459
Ексергетичні витрати ДП1 (дросельний пристрій 1) $\Delta E^{дп1}, кВт$	0.827
Ексергетичні витрати ДП2 (дросельний пристрій 2) $\Delta E^{дп2}, кВт$	1.268
Ексергетичні витрати ДП3 (дросельний пристрій 3) $\Delta E^{дп3}, кВт$	7.155
Ексергетичні витрати LP (вантажний насос низького тиску) $\Delta E^{lp}, кВт$	121.873
Ексергетичні витрати НР (вантажний насос високого тиску) $\Delta E^{нр}, кВт$	97.691
Ексергетичні витрати ВхО (вхідний охолоджувач) $\Delta E^{вхо}, кВт$	0.996

2.4 Аналіз отриманих результатів

У роботі проведено аналіз процесів установки повторного зрідження BOG та системи подачі паливного газу FGSS з погляду на енергетичну та ексергетичну ефективності.

На рисунках 7.1 та 7.2 зображен відсоток ексергетичних втрат, по відношенню до загальної ексергії установки повторного зрідження та FGSS відповідно.

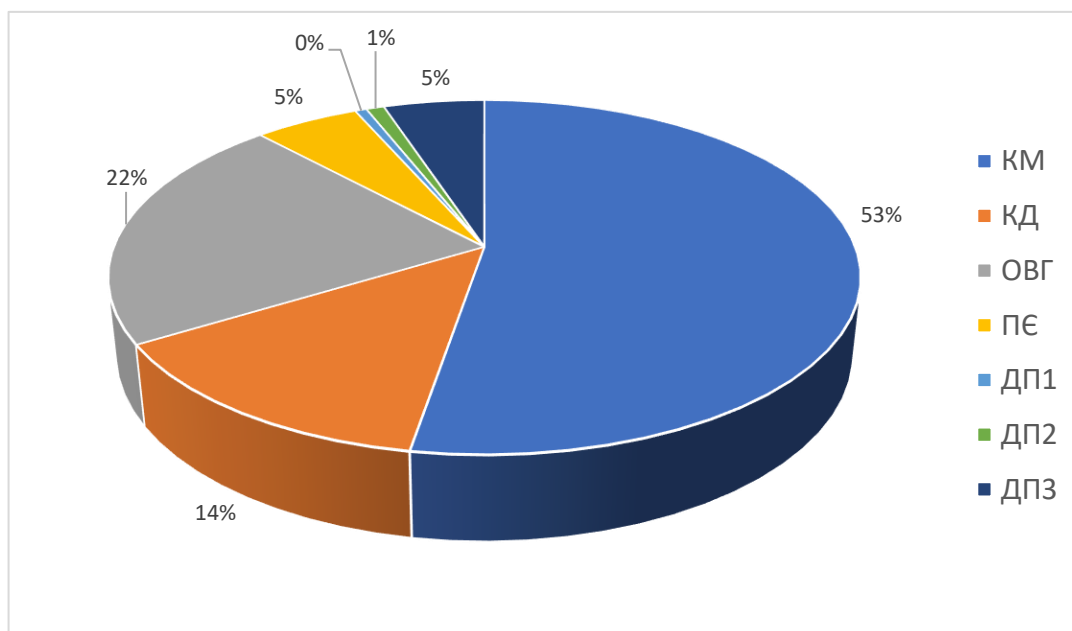


Рисунок 7.1 - Розподіл втрат ексергії в установці повторного зрідження

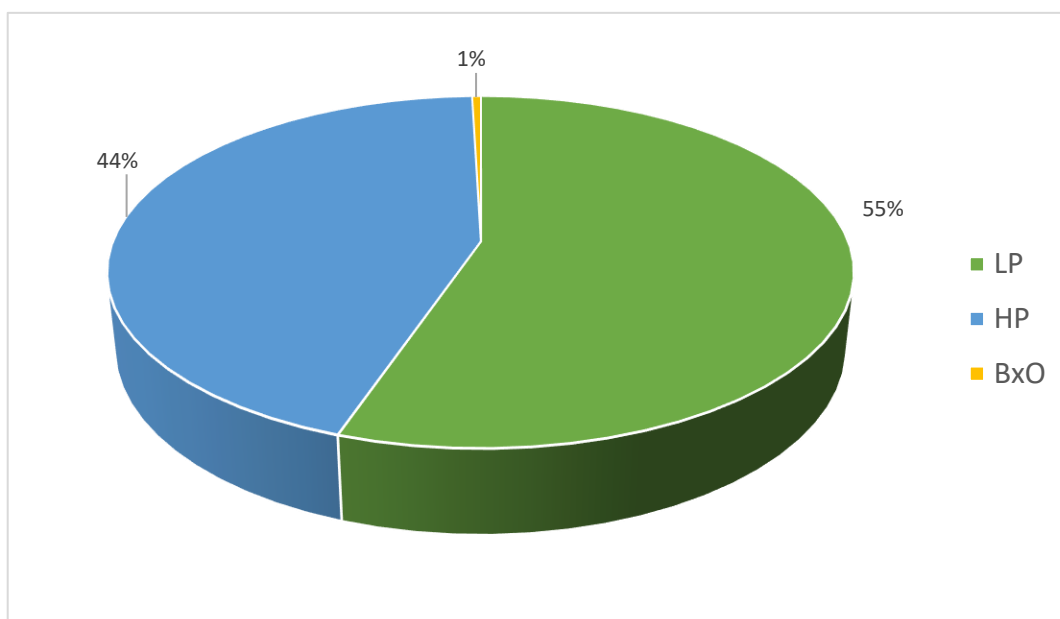


Рисунок 7.2 - Розподіл втрат ексергії в FGSS

Енергетичний аналіз показав, що коефіцієнт перетворення установки повторного зрідження пропану становить 1.35, що відповідає ступеню термодинамічної досконалості циклу 0.44, а питомих енергоспоживання становить $SPC_{BOG} = 0.074$ кВт год/кг. При цьому сумарне енергоспоживання системи повторного зрідження BOG складає: $\sum N_{i(tot)}^{BOG} = 278$ кВт.

Питомих енергоспоживання системи подачі паливного газу становить: $SPC_{FGSS} = 0.0144$ кВт год/кг, при сумарному енергоспоживанні системи: $\sum N_{i(tot)}^{FGSS} = 250$ кВт.

Значення ексергетичної ефективності процесу повторного зрідження BOG становить: $\varepsilon_{BOG} = \frac{140.083}{277.91} = 49.59\%$. Значення ексергетичної ефективності FGSS становить: $\varepsilon_{FGSS} = \frac{220.56}{243.48} = 9.41\%$.

Ексергетична оцінка процесу повторного зрідження BOG показує, що найбільш важливими компонентами, з термодинамічної точки зору системи повторного зрідження є: вантажний компресор та охолоджувач вентиляційного газу. Для вантажного компресора ексергетичні втрати становлять: 52.67% від

загальних втрат ексергії. Найбільше значення ексергетичних втрат у цьому компоненті спостерігається при стисканні у I циліндрі компресора 28.7% ($\Delta E_{(I)}^{кнс} = 40,207\text{кВт}$). Наявність такого явища може бути пов'язане з великим перегрівом BOG на всмоктуванні у вантажний компресор. Стан ізоляції вантажних трубопроводів під час ходових випробувань був незадовільний.

Для охолоджувача вентиляційного газу ексергетичні втрати становлять: 21.76% ($\Delta E^{обг} = 30,477\text{кВт}$) від загальних втрат ексергії в системі.

На рисунку 8 показані ексергетичні втрати в компонентах установки повторного зрідження газу та FGSS.

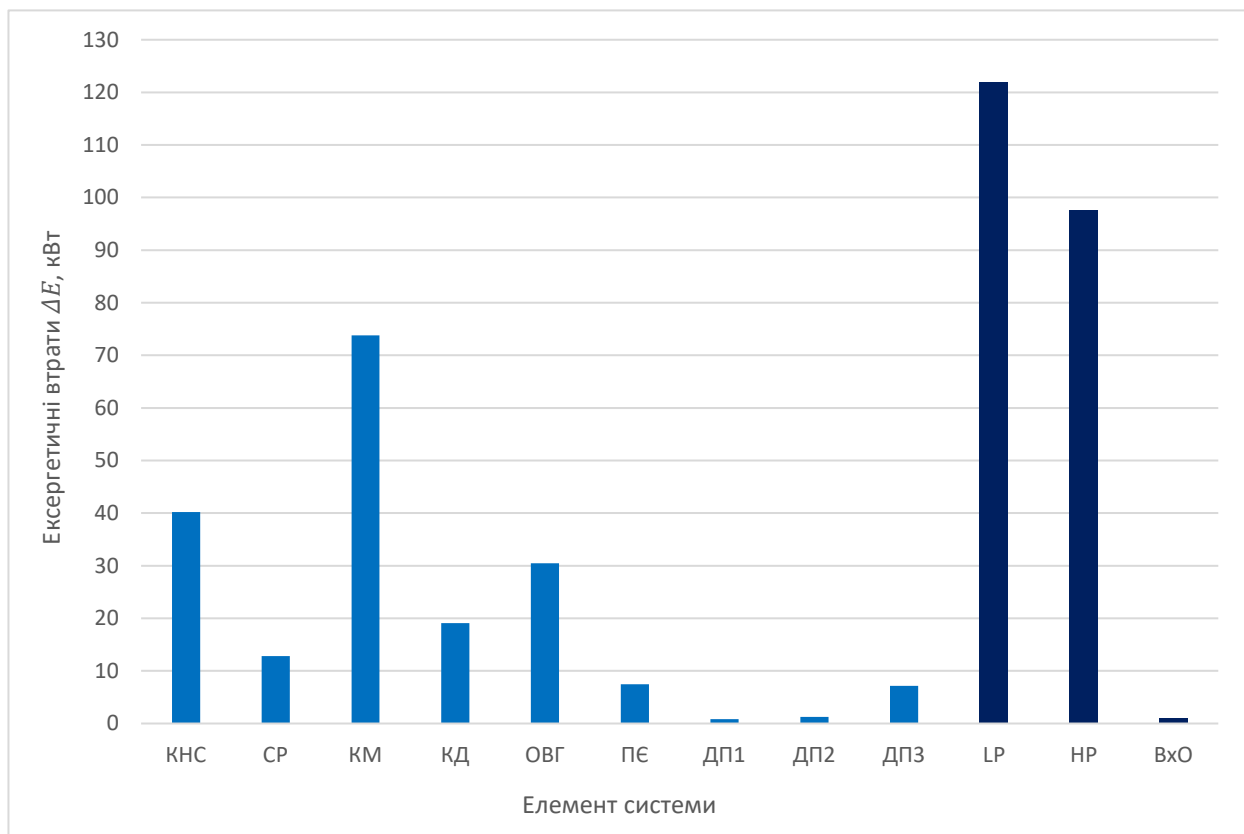


Рисунок 8 - ексергетичні втрати в компонентах установки повторного зрідження газу та FGSS.

Можна зробити висновок, що в процесі експлуатації установки повторного зрідження необхідно звернути увагу на стан ізоляції вантажних трубопроводів, параметри роботи охолоджувача вентиляційного газу, його конструкцію та стан системи охолодження вантажного компресора.

Ексергетична оцінка процесу FGSS показала, що система має дуже низьке значення ексергетичного ККД, що пов'язано з великими втратами у насосах.

Висновки про погану роботу FGSS робити некоректно, тому що, цілком ймовірно, результати випробування FGSS не були вірними.

Якщо судити про ефективність роботи установки повторного зрідження, то установка має високі значення показника енергетичної та ексергетичної ефективності, якщо порівнювати її з подібними системами, що наведені в літературі.

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		54

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У роботі з використанням ексергетичного аналізу оцінено характеристики окремих процесів установки повторного зрідження пропану, інтегрованої з системою подачі паливного газу типового LPG танкера-газовозу за результатами ходових випробувань.

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

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

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

- виявити елементи системи з максимальними втратами ексергії;
- показати розподіл втрат всередині кожного компонента системи.

Грунтуючись на результатах аналізу, оцінено вплив на енергетичну ефективність усіх основних компонентів. Найважливішими компонентами, з точки зору термодинамічної ефективності системи повторного зрідження є: вантажний компресор та охолоджувач вентиляційного газу. Для вантажного компресора втрати становлять: 52.67% від загальних втрат ексергії. Найбільше значення ексергетичних втрат у цьому компоненті спостерігається при стисканні у I циліндрі компресора 28.7% ($\Delta E_{(I)}^{кис} = 40,207\text{кВт}$).

Для охолоджувача вентиляційного газу ексергетичні втрати становлять: 21.76% ($\Delta E^{огг} = 30,477\text{кВт}$) від загальних втрат ексергії в системі.

3. В результаті ексергетичного аналізу виявлено, що найнеефективнішим елементом системи є вантажний компресор.

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		55

Саме цей елемент має бути вдосконалено шляхом модернізації, пошуку можливостей впровадження нових технологій або виявлення можливостей для оптимізації дійсних процесів.

4. Система подачі паливного газу має вкрай низькі значення ексергетичної ефективності. З чого можна зробити висновок, що під час проведення ходових випробувань були припущені помилки знаття даних контрольно-вимірювальних приладів. Унаслідок чого під час розрахунку ефективності системи подачі паливного газу ексергетичні втрати вантажних насосів склали 90% від потужності, яка необхідна для процесу стиснення. За таких умов насоси не можливо експлуатувати, що не відповідає дійсності.

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		56

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 поблизу, про майбутній пуск, а також при відсутності на механізмах (пристроях) сторонніх предметів.

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		57

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

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		58

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.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		59

Противопожесний 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 полубалластерованих;

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, полубалластерованих і навіть балластерованих судів відбуваються, як правило, вибухи.

Всі 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.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		60

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.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		61

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 газозах

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 шпінгати 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.

Протипожежне майно і стаціонарні системи пожежогасіння приводять в готовність до негайної дії. На вантажних палубах повинні бути прокладені

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		62

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

					КРМ.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		63

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.КТ1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		64

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).

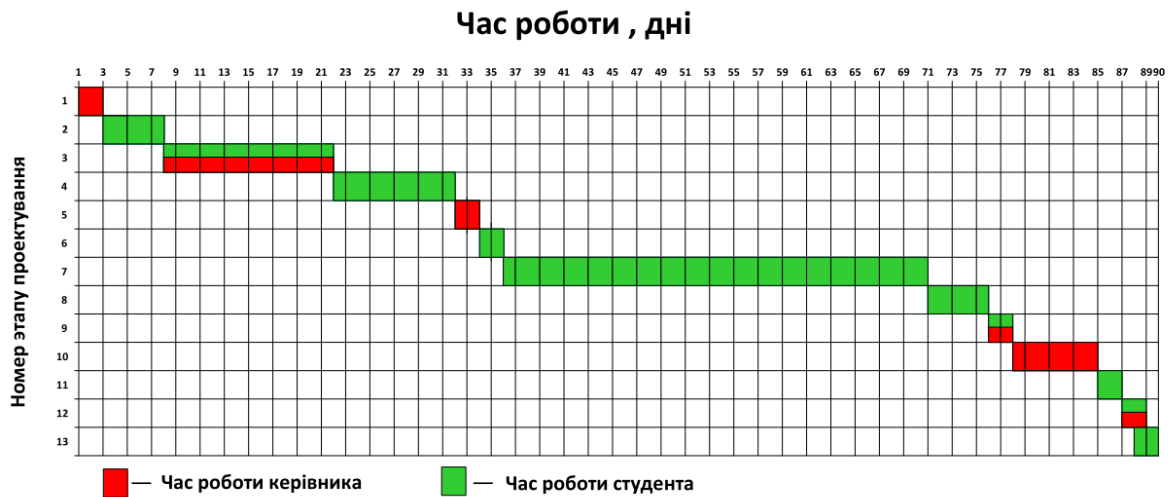


Рисунок 13 – Стрічковий графік виконання роботи

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.

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.bbc.com/news/world-middle-east-56505413>
2. <https://www.spglobal.com/esg/insights/your-climate-change-goals-may-have-a-maritime-shipping-problem>
3. <https://clearseas.org/en/blog/what-is-imo-2020/>
4. <https://events.safety4sea.com/2021-green4sea-virtual-forum/>
5. <https://www.imo.org/en/MediaCentre/HotTopics/Pages/Cutting-GHG-emissions.aspx>
6. <https://www.acumenresearchandconsulting.com/lpg-tanker-market>
7. McGuire and White, Liquefied gas principles on ships and in terminals, Witherby & Co, London 2000
8. https://en.wikipedia.org/wiki/Gas_carrier
9. <https://www.ship-technology.com/news/babcock-cargo-handling-fgss-solution/?cf-view>
10. Vessel Finder. ZAKHER, LPG Tanker, IMO IMO 9916824, 2022. Available online: <https://www.vesselfinder.com/vessels/details/9916824> (accessed 6.11.23)
11. Annex VI of MARPOL 73/78-Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships. Available online: <https://www.maritimenz.govt.nz/rules/MARPOL-Annex-VI/default.asp> (December 2021)
12. Saputra, S., Supramono, D., 2019. Optimization of Propane Reliquefaction Cycle in LPG Plant. 2019 IEEE International Conference on Innovative Research and Development (ICIRD), Jakarta, Indonesia, 28-30 June. pp. 1-6.
13. 5 Nanowski, D., 2013. The comparison of theoretical to practical cargo loading rate of butane – analysis of LPG carrier reliquefaction plant. Journal of KONES Powertrain and Transport, 20 (1), 227-231.

					KPM.KT1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		69

14. Tong, Z., Zhou, B., Zhu, J., He, J., Bao, J., 2015. Cold half pressure type of LPG ships and thermodynamic study of its reliquefaction system. *Journal University of Shanghai for Science and Technology* 37, 344-349.
15. Morozyuk, L.; Kosoy, B.; Sokolovska-Yefymenko, V.; Ierin, V. Analysis of Mixing Processes of LPG Gases in Tanks When Transporting by Sea. *Dynamics* 2022, 2, 219-233. <https://doi.org/10.3390/dynamics2030011>
16. Gbaarabe, Baribuma & Sodiki, John. (2023). Economic Implication of Boil-Off Gas Generation in Liquefied Petroleum Gas Supply Chain. 8. 8-18.
17. Kjartansson, S. A Feasibility Study on LPG as Marine Fuel; DNV: Hamburg, Germany, 2011; p. 48.
18. Brinks, H.W.; Chryssakis, C. LPG as A Marine Fuel; DNV: Hamburg, Germany, 2017.
19. Brinks, H.W.; Chryssakis, C. LPG as A Marine Fuel; DNV: Hamburg, Germany, 2017.
20. [HTTPS://WWW.SCIENCEDIRECT.COM/SCIENCE/ARTICLE/ABS/P
II/S095965262104124X](https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S095965262104124X)
21. Yeo, S.J.; Kim, J.; Lee, W.J. Potential economic and environmental advantages of liquid petroleum gas as a marine fuel through analysis of registered ships in South Korea. *J. Clean. Prod.* 2022, 330, 129955
22. Qi, D.H.; Chen, B.; Zhang, D. Combustion and Exhaust Emissions Characteristics of a Dual-Fuel Compression Ignition Engine Operated with Diesel Fuel and Liquefied Petroleum Gas. *J. Energy Eng.* 2016, 142, 04016017
23. Donghui, Q.; Longbao, Z.; Shenghua, L. Experimental studies on the combustion characteristics and performance of a naturally aspirated, direct injection engine fuelled with a liquid petroleum gas/diesel blend. *J. Automob. Eng.* 2005, 219, 253–261

					KPM.KT1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		70

24. Qi, D.H.; Bian, Y.Z.H.; Ma, Z.H.Y.; Zhang, C.H.H.; Liu, S.H.Q. Combustion and exhaust emission characteristics of a compression ignition engine using liquefied petroleum gas—Diesel blended fuel. *Energy Convers. Manag.* 2007, 48, 500–509.
25. Crafts, R.; Boats, O. LPG for marine engines. In *The Marine Alternative Fuel Commercial, Passenger, Offshore Boats/Ships, Recreational Crafts and Other Boats*; WLPGA: Neuilly-sur-Seine, France, 2021; p. 144
26. Yeo, S.J.; Kim, J.; Lee, W.J. Potential economic and environmental advantages of liquid petroleum gas as a marine fuel through analysis of registered ships in South Korea. *J. Clean. Prod.* 2022, 330, 129955.
27. Deng, L. *LPG Carriers Stepping Up to the Decarbonization Challenge*; DNV: Hamburg, Germany, 2021.
28. Noh, Y. Gas Treatment System and Ship Having the Same 2020. Available online: <http://engpat.kipris.or.kr/engpat/biblioa.do?method=biblioFrame&start=biblio&link=N&rvtExtend=N>
29. Seo, Y. Ship Propulsion System, Ship Propulsion Method and Propulsion Ship Using Bog 2021. Available online: <http://engpat.kipris.or.kr/engpat/biblioa.do?method=biblioFrame&start=biblio&link=N&rvtExtend=N>
30. "IGC Code". International Maritime Organization
31. G. Tsatsaronis, “Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics”. *Energy – The International Journal*, Vol. 32, pp. 249-253, 2007/
32. Brodyansky VM, Sorin MV, Le Goff P. 1994, *The efficiency of industrial processes: exergy analysis and optimization*, New York: Elsevier.
33. Moran MJ, Shapiro HN. 2000, *Fundamentals of engineering thermodynamics*, 4th ed., New York: Wiley. Kotas TJ. 1985, *The exergy method of thermal plant analysis*, 1st ed. London: Butterworth.

					KPM.KT1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		71

34. Kotas TJ. 1985, The exergy method of thermal plant analysis, 1st ed.
London: Butterworth.

					KPM.KT1.897-03.1.1	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		72