

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Одеська морська академія»
Навчально-науковий інститут інженерії
Кафедра суднових допоміжних установок і холодильної техніки

ДИПЛОМНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему:

**АНАЛІЗ ДОЦІЛЬНОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ АЛЬТЕРНАТИВНИХ
ХОЛОДОАГЕНТІВ У СУДНОВУ ХОЛОДИЛЬНУ МАШИНУ
ПРОВІЗІЙНИХ КАМЕР**

Курсанта: Кіценко Євгеній Олександрович *Е. Кіценко*

Керівник: к.т.н., доц. Шестоपालов Костянтин Олександрович *К. Шестоपालов*

Нормоконтроль *О. Діва* к.т.н., доц. Фармакове Д.Т.

Роботу заслухано на засіданні кафедри суднових допоміжних установок і холодильної техніки.

Рекомендовано до захисту в ЕК, протокол № *9* від *16.12* 2025 р.

Завідувач кафедри СДУІХТ,

д.т.н., професор *О. Хлісва* Ольга ХЛІСВА

Рекомендовано до захисту в ЕК, протокол № *9* від *17.12* 2025 р.

Завідувач кафедри суднових енергетичних установок

д.т.н., професор *С. Сагін* Сергій САГІН

Рецензент (зовнішній)

Доц. к.т.н. Євгеній Ю.Т.
(підпис, вчене звання, ПІБ, дата)

Рецензент (внутрішній)

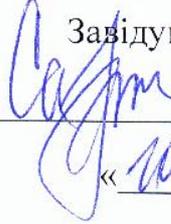
М.В. Міусов 22.12.2025
(підпис, вчене звання, ПІБ, дата)

з.т.н., проф.

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Одеська морська академія»
Навчально-науковий інститут інженерії
Кафедра суднових допоміжних установок і холодильної техніки

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач випускової кафедри

 д.т.н., проф. С.В. Сагін

«10» 09 2025 р.

ЗАВДАННЯ на виконання дипломної роботи магістра

Курсант (студент) ННІ Кіценко Євгеній Олександрович

1. Тема дипломної роботи: Аналіз доцільності впровадження альтернативних холодоагентів у суднову холодильну машину провізійних камер

Затверджена наказом ректора НУ ОМА № 1414 від 24 листопада 2025 р.

2. Об'єкт дослідження Суднові системи вироблення штучного холоду

3. Предмет дослідження Способи підвищення ефективності та зниження емісії парникових газів під час експлуатації суднових холодильних системи

4. Обсяг пояснювальної записки дипломної роботи: близько 70 сторінок друкованого тексту

5. Структура пояснювальної записки дипломної роботи: Чотири розділи основної частини: один оглядовий, два – розрахунково-аналітичні з висновками та розробкою рекомендацій, один – присвячений оцінці параметрів енергоефективності, інші елементи пояснювальної записки - відповідно вимог до кваліфікаційної роботи магістра

6. Зміст основної частини пояснювальної записки (перелік питань, що підлягають розробці): Вимоги до суднових холодильних систем, схема та принцип роботи холодильної машини провізійних камер, аналіз енергетичних характеристик холодильної машини при її роботі на холодоагентах R407C та R407F, підбір елементів холодильної машини, вибір та оцінка енергетичної та економічної доцільності при впровадженні запропонованого варіанту підвищення енергоефективності, розрахунок ККЕЕ судна

7. Перелік графічного матеріалу: слайдами, оформленими у вигляді презентації (MS Office Power Point)

Робота повинна бути виконана відповідно до «Методичних вказівок для виконання дипломної роботи магістра», затверджених Вченою радою ННІ 27.06.2023, протокол № 11.

8. Консультанти:

Вид консультивання	Консультант (вчене звання, посада, П.І.Б.)	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

9. Календарний план виконання роботи

№ з/п	Назва етапу дипломної роботи	Відмітка керівника про виконання етапу (дата, підпис)
1.	<i>Аналіз проблеми, огляд літературних джерел</i>	
2.	<i>Розбір та аналіз схеми та устрою системи, вибір технічних рішень для їх подальшого аналізу</i>	
3.	<i>Розрахункова частина</i>	
4.	<i>Аналіз отриманих результатів</i>	
5.	<i>Енергетична ефективність</i>	
6.	<i>Оформлення пояснювальної записки, підготовка презентації роботи, підготовка до захисту роботи</i>	
7.		

10. Дата видачі завдання 23.08.2025Термін подання дипломної роботи на випускову кафедру 15.12.2025

Керівник дипломної роботи

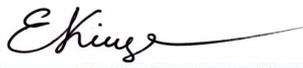


(підпис)

к.т.н., доц., Шестопапов К.О.

(вчене звання, посада, П.І.Б.)

Виконавець дипломної роботи



(підпис)

Кіщенко С.О.

(П.І.Б.)

АНОТАЦІЯ

Магістерська робота магістра на тему: «Аналіз доцільності впровадження альтернативних холодоагентів у суднову холодильну машину провізійних камер»: 76 с., 18 рис., 6 табл., 21 джерело, 10 слайдів презентаційного матеріалу.

Магістерське наукове дослідження спрямоване на розв'язання науково-прикладного завдання — аналіз доцільності переходу на альтернативні холодоагенти в суднових холодильних установках судна з урахуванням техніко-економічних та екологічних показників.

У результаті проведеного аналізу та розрахунків встановлено, що енергетична ефективність альтернативних холодоагентів знаходиться у дуже близьких межах порівняно з уже встановленим холодоагентом R407c та не забезпечує суттєвого підвищення коефіцієнта енергетичної ефективності холодильних установок. При цьому перехід на альтернативні холодоагенти супроводжується зростанням капітальних витрат і не приводить до зниження експлуатаційних витрат у межах розрахункового терміну служби судна, що свідчить про відсутність економічної вигоди від їх впровадження.

Водночас встановлено, що застосування альтернативних холодоагентів може бути доцільним з екологічної точки зору, зокрема для зменшення значення показника глобального потепління потенціалу (GWP), а також як підготовчий етап до можливого подальшого посилення міжнародних екологічних вимог і законодавчих обмежень щодо використання традиційних холодоагентів у судноплавстві.

АЛЬТЕРНАТИВНІ ХОЛОДОАГЕНТИ, СУДНОВА ХОЛОДИЛЬНА МАШИНА ПРОВІЗІЙНИХ КАМЕР, ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ, ГЛОБАЛЬНИЙ ПОТЕПЛІННИЙ ПОТЕНЦІАЛ, GWP, ЕКОЛОГІЧНІ ВИМОГИ, ЕКОНОМІЧНА ДОЦІЛЬНІСТЬ

ABSTRACT

Master's thesis on the topic: "Analysis of the feasibility of introducing alternative refrigerants into a ship's refrigeration machine for provision chambers": 76 pages, 18 figures, 6 tables, 21 references, 10 slides of presentation material.

The master's scientific research aims to solve a scientific and applied task: analyzing the feasibility of switching to alternative refrigerants in ship refrigeration units, taking into account technical, economic, and environmental indicators.

As a result of the analysis and calculations, it was established that the energy efficiency of alternative refrigerants is very close to the already installed refrigerant R407c and does not provide a significant increase in the energy efficiency coefficient of refrigeration units. At the same time, the transition to alternative refrigerants is accompanied by an increase in capital costs and does not lead to a decrease in operating costs within the estimated service life of the vessel, which indicates the absence of economic benefits from their implementation.

At the same time, it has been established that the use of alternative refrigerants may be appropriate from an environmental point of view, in particular to reduce the value of the global warming potential (GWP), as well as a preparatory stage for a possible further strengthening of international environmental requirements and legislative restrictions on the use of traditional refrigerants in shipping.

ALTERNATIVE REFRIGERANTS, SHIP REFRIGERATION MACHINE OF PROVISION CHAMBERS, ENERGY EFFICIENCY, GLOBAL WARMING POTENTIAL, GWP, ENVIRONMENTAL REQUIREMENTS, ECONOMIC FEASIBILITY

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ, АБРЕВІАТУР І ТЕРМІНІВ	8
ВСТУП.....	10
ТЕХНОЛОГІЧНА КАРТА ДОСЛІДЖЕННЯ.....	133
1 ПРОБЛЕМА ВИБОРУ АЛЬТЕРНАТИВНОГО ХОЛОДОАГЕНТУ ДЛЯ СУДНОВОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ	14
1.1 Вимоги до суднового холодильного обладнання.....	144
1.2 Принцип роботи парокompресійної холодильної машини	197
1.3 Холодоагент для суднового холодильного обладнання	21
1.4 Ефективна експлуатація суднової холодильної техніки.....	21
2. РОЗРАХУНОК І ВИБІР ДОПОМІЖНИХ СИСТЕМ СУДНА	233
2.1 Опис судна прототипу OIL/Chemical tanker (DWT 44999).....	233
2.2 Основні характеристики головного двигуна CSE-MAN B&W 6G50ME-C9.6- HPSCR.....	266
2.3 Годинна витрата палива головним двигуном MAN B&W 6G50ME-C9.6..	277
2.4 Механізми й пристрої, що обслуговують головний двигун MAN B&W 6G50ME-C9.6.....	288
2.4.1 Паливна система.....	288
2.4.2 Масляна система двигуна MAN B&W 6G50ME-C9.6.....	3131
2.4.3 Система охолодження двигуна MAN B&W 6G50ME-C9.6	344
2.4.4 Система стисненого повітря.....	377
2.4.5 Система газовипуску.....	378
3 АНАЛІЗ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ ПРОВІЗІЙНИХ КАМЕР	399
3.1 Схема та принцип роботи холодильної машини провізійної камери.....	399
3.2 Визначення енергетичних характеристик роботи холодильної машини на різних холодоагентах.....	455
3.3 Результати аналізу енергетичних характеристик роботи холодильної машини на різних холодоагентах.....	55

3.4 Висновок щодо вибору раціонального холодоагенту холодильної машини провізінних камер	62
4 РОЗРОБКА ПРОЦЕДУРИ РЕТРОФІТУ ПРИ ПЕРЕВЕДЕННІ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ НА АЛЬТЕРНАТИВНИЙ ХОЛОДОАГЕНТ	6464
4.1 Ретрофіт охолоджувального обладнання	64
4.2 Процедури ретрофіту холодильного обладнання.....	67
ВИСНОВКИ.....	70
ВИСНОВКИ.....	75

**ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ,
АБРЕВІАТУР І ТЕРМІНІВ**

- COP – Coefficient of Performance, холодильний коефіцієнт (відношення холодопродуктивності до споживаної потужності);
- GWP – Global Warming Potential, потенціал глобального потепління;
- ODP – Ozone Depletion Potential, потенціал руйнування озонового шару;
- TEWI – Total Equivalent Warming Impact, сумарний еквівалентний вплив на глобальне потепління;
- HFC – Hydrofluorocarbons, гідрофторвуглецеві холодоагенти;
- HCFC – Hydrochlorofluorocarbons, гідрохлорфторвуглецеві холодоагенти;
- CFC – Chlorofluorocarbons, хлорфторвуглецеві холодоагенти;
- ODS – Ozone-Depleting Substances, озоноруйнівні речовини;
- ПГ – парникові гази;
- ІМО – International Maritime Organization, Міжнародна морська організація;
- MARPOL – International Convention for the Prevention of Pollution from Ships, Міжнародна конвенція з запобігання забрудненню з суден;
- МЕРС – Marine Environment Protection Committee, Комітет з охорони морського середовища ІМО;
- ЕСА – Emission Control Area, зона контролю викидів;
- LR – Lloyd's Register, класифікаційне товариство;
- BV – Bureau Veritas, класифікаційне товариство;
- RINA – Registro Navale Italiano, класифікаційне товариство;
- DNV-GL – Det Norske Veritas – Germanischer Lloyd, класифікаційне товариство;
- PSA – Pressure Swing Adsorption, адсорбція зі змінним тиском;
- NH₃ – амоніак, природний холодоагент;
- CO₂ – діоксид вуглецю, природний холодоагент;
- HFO – Heavy Fuel Oil, важке суднове паливо;
- MDO – Marine Diesel Oil, суднове дизельне паливо;
- MGO – Marine Gas Oil, суднове газойлеве паливо;

MCR – Maximum Continuous Rating, максимальна тривала потужність двигуна;
CMCR – Contract Maximum Continuous Rating, контрактна максимальна тривала потужність;
CSR – Continuous Service Rating, потужність тривалого режиму роботи;
NO_x – оксиди азоту;
HPSCR – High Pressure Selective Catalytic Reduction, система селективного каталітичного відновлення з високим тиском;
FPP – Fixed Pitch Propeller, гребний гвинт фіксованого кроку;
DWT – Deadweight, дедвейт судна;
GT – Gross Tonnage, валова місткість судна;
LOA – Length Overall, найбільша довжина судна;
LBP – Length Between Perpendiculars, довжина між перпендикулярами;
 η – коефіцієнт корисної дії;
Q_n – нижча теплота згоряння палива;
 ρ – густина;
c_p – питома теплоємність;
 ΔT – різниця температур.

ВСТУП

Забезпечення збереження продовольчих запасів на морських судах є одним із ключових чинників безпеки мореплавства, автономності рейсу та виконання міжнародних санітарних і експлуатаційних вимог. Провізійні камери суден обладнуються холодильними машинами, безперебійна та енергоефективна робота яких безпосередньо впливає на якість харчових продуктів, санітарний стан судна та загальні експлуатаційні витрати. У сучасних умовах підвищеної уваги до енергозбереження та екологічної безпеки питання вибору та застосування холодоагентів у суднових холодильних машинах набуває особливої актуальності.

Традиційно в суднових холодильних установках протягом тривалого часу використовувалися фторвмісні холодоагенти, зокрема хладони групи HCFC та HFC, які відзначалися сприятливими термодинамічними властивостями, стабільністю та відносною простотою експлуатації. Проте встановлено, що значна частина таких речовин має високий потенціал глобального потепління (GWP) та, у деяких випадках, негативний вплив на озоновий шар. Це призвело до поступового посилення міжнародних та регіональних обмежень щодо їх виробництва та використання, зокрема в рамках екологічної політики морського транспорту.

У зв'язку з цим судноплавна галузь стикається з необхідністю пошуку та впровадження альтернативних холодоагентів, які б відповідали сучасним екологічним вимогам, зберігаючи при цьому належний рівень енергетичної ефективності, надійності та безпеки експлуатації. Особливу складність це питання має саме для суднових умов, де холодильні машини працюють у режимі змінних навантажень, за підвищених вібрацій, обмеженого простору машинних відділень та суворих вимог до пожежної й вибухової безпеки.

Провізійні холодильні камери займають важливе місце серед суднових систем холодопостачання, оскільки вони функціонують безперервно протягом усього рейсу та мають значний сумарний вплив на енергоспоживання судна. Навіть незначні зміни в ефективності роботи холодильних машин цих камер можуть призводити до помітних змін у витратах електроенергії та паливній економічності су-

дна загалом. У цьому контексті заміна традиційних холодоагентів на альтернативні повинна розглядатися не лише з екологічної, а й з техніко-економічної точки зору.

Сучасні альтернативні холодоагенти, до яких належать природні холодоагенти (аміак, діоксид вуглецю, вуглеводні) та нові синтетичні сполуки з низьким GWP, мають різні фізико-хімічні та експлуатаційні властивості. Їх використання може вимагати змін у конструкції холодильних машин, налаштування режимів роботи компресорів, теплообмінних апаратів та систем автоматичного керування. Крім того, для суднових умов особливого значення набувають питання токсичності, займистості, сумісності з матеріалами та надійності роботи обладнання протягом тривалого часу без можливості оперативного ремонту.

Таким чином, впровадження альтернативних холодоагентів у суднові холодильні машини провізійних камер потребує комплексного аналізу, який охоплює термодинамічні, енергетичні, екологічні та експлуатаційні аспекти. Недостатньо лише формально замінити один холодоагент іншим; необхідно оцінити доцільність такої заміни з урахуванням конкретних умов експлуатації судна, типу холодильного обладнання та вимог класифікаційних товариств.

Актуальність даної дипломної роботи зумовлена необхідністю науково обґрунтованого підходу до вибору альтернативних холодоагентів для суднових холодильних машин провізійних камер. Проведення такого аналізу дозволяє визначити потенційні переваги та обмеження застосування альтернативних робочих речовин, оцінити їх вплив на енергоспоживання та надійність системи, а також сформулювати рекомендації щодо можливості їх практичного впровадження на морських судах різного типу.

Метою даної дипломної роботи є аналіз доцільності впровадження альтернативних холодоагентів у судову холодильну машину провізійних камер з урахуванням технічних, енергетичних та експлуатаційних показників. Для досягнення поставленої мети у роботі передбачається вирішення таких основних завдань: аналіз принципу роботи та конструктивних особливостей судової холодильної машини провізійних камер; огляд сучасних вимог до холодоагентів з позицій еко-

логічної безпеки; порівняльний аналіз властивостей традиційних та альтернативних холодоагентів; оцінка впливу заміни холодоагенту на робочі параметри та енергетичну ефективність холодильного обладнання.

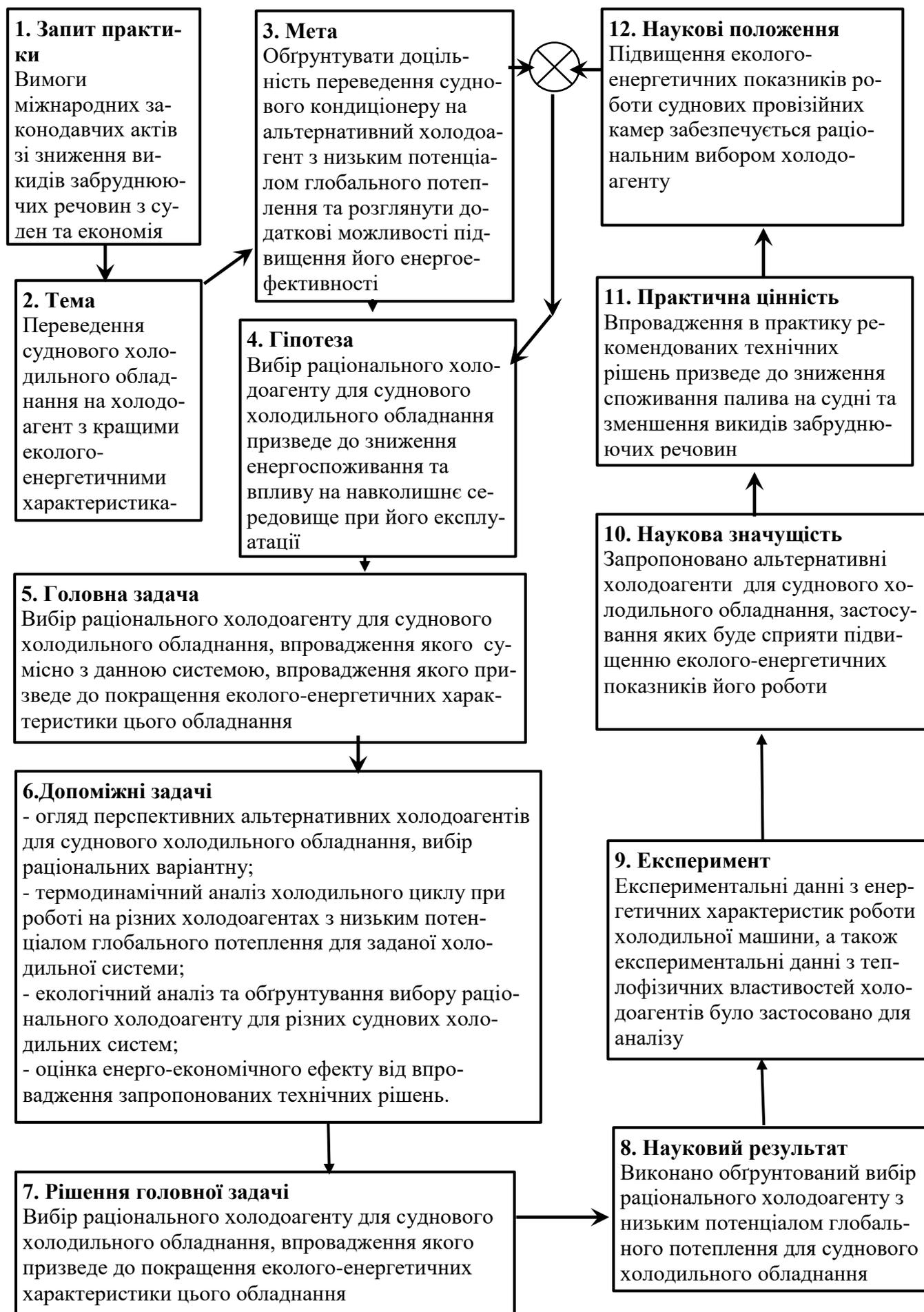
Об'єктом дослідження є суднова холодильна машина провізійних камер, а предметом дослідження — процеси холодоутворення та енергоспоживання при використанні різних типів холодоагентів. Практичне значення роботи полягає у можливості використання отриманих результатів при модернізації судових холодильних систем та прийнятті інженерних рішень щодо вибору холодоагентів у відповідності до сучасних екологічних та експлуатаційних вимог.

Метою дослідження є – провести аналіз доцільності впровадження новітніх холодоагентів у судову холодильну машину провізійних камер з метою енергетичної ефективності, екологічної безпеки та експлуатаційної надійності.

Завдання, поставлені для досягнення мети :

- огляд питання необхідності використання екологічно-безпечних холодоагентів;
- порівняння технічних параметрів та екологічних характеристик традиційних та альтернативних холодоагентів
- оцінка впливу на ефективність холодильної машини;
- аналіз експлуатаційних ризиків і вимог до модернізації устаткування;
- термодинамічний аналіз циклу та оцінка енергетичних параметрів роботи холодильної машини провізійної камери на різних холодоагентах.

ТЕХНОЛОГІЧНА КАРТА ДОСЛІДЖЕННЯ



1 ПРОБЛЕМА ВИБОРУ АЛЬТЕРНАТИВНОГО ХОЛОДОАГЕНТУ ДЛЯ СУДНОВОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

1.1 Вимоги до суднового холодильного обладнання

Суднове холодильне обладнання є складовою частиною загальносуднових технічних систем і повинно забезпечувати надійне збереження провізійних запасів упродовж усього рейсу незалежно від району плавання, кліматичних умов та режимів експлуатації судна. На відміну від берегових холодильних установок, суднові холодильні машини працюють у специфічних умовах, що зумовлює підвищені вимоги до їх конструкції, надійності та безпеки.

Однією з основних вимог до суднового холодильного обладнання є безперервність та стабільність роботи. Провізійні камери повинні підтримувати задані температурні режими незалежно від коливань зовнішньої температури повітря та морської води, змін навантаження на холодильну машину, а також режимів роботи суднової електроенергетичної установки. Відмова або нестабільна робота холодильного обладнання може призвести до псування продуктів, порушення санітарних норм та створення аварійних ситуацій на судні.

Важливою вимогою є висока механічна міцність та вібростійкість обладнання. Суднові холодильні машини експлуатуються в умовах постійних вібрацій, ударних навантажень та крену судна, що висуває підвищені вимоги до конструкції компресорів, теплообмінних апаратів, трубопроводів та арматури. Усі елементи системи повинні зберігати герметичність і працездатність за тривалих динамічних навантажень.

Суднове холодильне обладнання також повинно відповідати суворим вимогам безпеки, зокрема пожежної, вибухової та токсикологічної. Використовувані холодоагенти, мастильні матеріали та допоміжні речовини мають бути максимально безпечними для екіпажу, а конструкція установки — виключати можливість неконтрольованих витоків. Особливої уваги потребує розміщення обладнання в обмеженому просторі машинних та допоміжних приміщень судна.

Значну роль відіграє енергетична ефективність суднових холодильних машин. Оскільки електроенергія на судні виробляється, як правило, за рахунок спалювання палива в дизель-генераторах, будь-яке зниження споживання електричної потужності холодильним обладнанням сприяє зменшенню загальних експлуатаційних витрат і викидів шкідливих речовин. Тому холодильні машини повинні мати оптимальні термодинамічні показники та працювати з високим коефіцієнтом холодильної ефективності.

Не менш важливою є вимога експлуатаційної надійності та простоти обслуговування. Суднове холодильне обладнання повинно бути розраховане на тривалу автономну роботу з мінімальною потребою в технічному обслуговуванні, оскільки можливості ремонту в морі є обмеженими. Конструкція системи має забезпечувати зручний доступ до основних вузлів, а також можливість оперативної діагностики несправностей.

Окрему групу становлять екологічні вимоги, що постійно посилюються відповідно до міжнародних норм і правил. Суднове холодильне обладнання повинно використовувати холодоагенти з мінімальним негативним впливом на довкілля, зокрема з низьким потенціалом глобального потепління, та відповідати сучасним обмеженням щодо викидів і витоків робочих речовин.

Таким чином, суднове холодильне обладнання має відповідати комплексу технічних, енергетичних, експлуатаційних та екологічних вимог, що робить вибір холодоагенту та конструктивних рішень особливо відповідальним завданням. Саме ці вимоги необхідно враховувати при аналізі доцільності впровадження альтернативних холодоагентів у холодильні машини провізійних камер морських суден.

Суднові холодильні установки становлять специфічну галузь інженерії, у якій вимоги до безпеки, маси, габаритів і енергетичної ефективності значно суворіші, ніж у промислових або цивільних системах. Через це багато технічних рішень, придатних для використання на суші, не відповідають експлуатаційним умовам суднових систем через обмежений простір, вібраційні навантаження, нахили корпусу судна та корозійну дію морського середовища.

Регулювання діяльності у сфері суднового холодопостачання здійснюють Міжнародна морська організація (ІМО) та національні класифікаційні товариства. Згідно з Міжнародною конвенцією MARPOL (додаток VI, 1997), у суднових холодильних установках заборонено використання холодоагентів, що руйнують озоновий шар. Ця вимога є однією з ключових у системі екологічної безпеки морського транспорту.

Важливу роль у стандартизації суднових холодильних систем відіграють класифікаційні товариства, які здійснюють технічний нагляд і підтверджують відповідність суден вимогам безпеки та охорони довкілля. Серед найвпливовіших організацій варто виокремити:

– **Lloyd's Register (LR)**, чії екологічні стандарти передбачають клас ECO, що обмежує GWP холодоагентів до 1950. Правила LR також регламентують вимоги до проєктної документації, конструкції компресорних станцій, вибору матеріалів та систем герметизації.

– **Registro Navale Italiano (RINA)** — у своїх нормах класу CLEAN-AIR встановлює межу GWP не вище 2000, а також вимогу до максимально допустимого витоку холодоагенту не більш як 10 % на рік. Цей стандарт спрямований на мінімізацію парникових викидів і забезпечення екологічно безпечної експлуатації суден.

– **Bureau Veritas (BV)** запровадило позначення класів CLEAN-SHIP і CLEANSUPER, що передбачають заборону використання озоноруйнівних речовин та обмеження GWP на рівні до 2000. Крім того, правила BV вимагають застосування високоефективних систем рекуперації, контролю герметичності та моніторингу втрат холодоагенту.

У зв'язку з посиленням міжнародних екологічних угод і національних законів, які обмежують використання ПГ з високим GWP, очікується подальше посилення вимог щодо допустимих холодоагентів у суднових холодильних установках. Вже у даний час використання холодоагентів із високим GWP передбачає складні процедури утилізації та додаткове оподаткування, що впливає на їх вартість. Це призводить до того, що судновласники переходять на холодоагент з ни-

жчим GPW для зменшення впливу на навколишнє середовище та експлуатаційних витрат.

Також сюди треба віднести Regulation 12 - Ozone-depleting Substances (ODS), що є частиною MARPOL 73/78 Annex VI. Ця норма розроблена МЕРС та встановлює норми контролю, використання та утилізації озоноруйнівних речовин у холодильному обладнанні. Її основною метою є попередження викидів в атмосферу, що спричиняють руйнування озонового шару Землі.

Згідно Regulation 12, установка систем, що містять ODS, заборонена для суден, побудованих після певних контрольних дат. Зокрема:

- З 19 травня 2005 року заборонено встановлення будь-якого обладнання, що містить CFC (Chlorofluorocarbons — хлорфторвуглеводні)
- З 1 січня 2020 року заборонено встановлення будь-якого обладнання, що містить HCFC (Hydrochlorofluorocarbons — гідрохлорфторвуглеводні)

Для усіх суден, які мають обладнання з ODS є обов'язковим ведення журналу обліку озоноруйнівних речовин (ODS Record Book) для фіксування усіх операцій з цими речовинами. [1]

1.2 Принцип роботи парокомпресійної холодильної машини

Схематичне зображення контуру парокомпресійної холодильної машини у складі суднового кондиціонера повітря наведено на рисунку 1.1, термодинамічний цикл, за яким працює ця холодильна машина наведено на рисунку 1.2.

На рисунку 1.1 наведено схематичне зображення замкненого холодильного контуру суднової парокомпресійної холодильної машини з **водяним охолодженням конденсатора** та **повітряним охолодженням випарника**. Холодильний контур складається з компресора, конденсатора, терморегулювального вентиля та випарника, з'єднаних трубопроводами у єдину циркуляційну систему.

Робота холодильного контуру відбувається у такій послідовності.

Точка 1 → 2 (компресор). У точці 1 холодоагент перебуває у стані перегрітої пари низького тиску після випарника. Далі він надходить до компресора, де

відбувається стиснення холодоагенту. У результаті компресії тиск і температура холодоагенту зростають, і в точці 2 він виходить у вигляді пари високого тиску та високої температури.

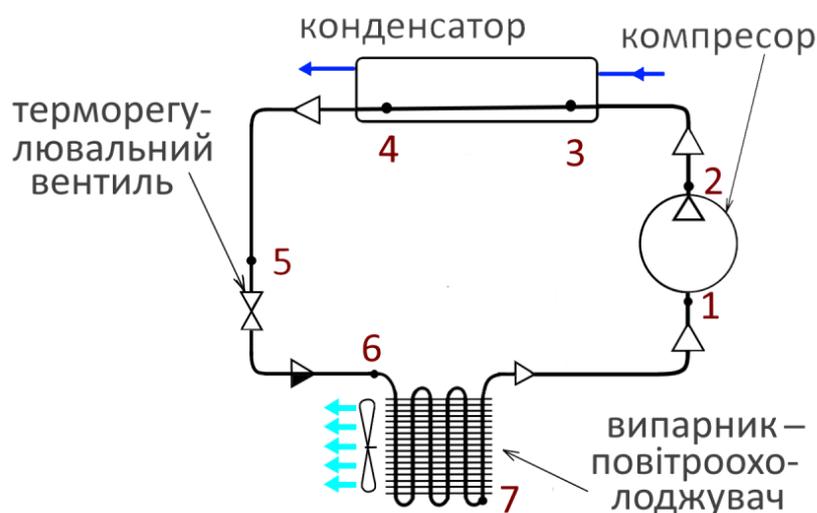


Рисунок 1.1. Схематичне зображення контуру суднової парокомпресійної холодильної машини з водіним охолодженням конденсатора

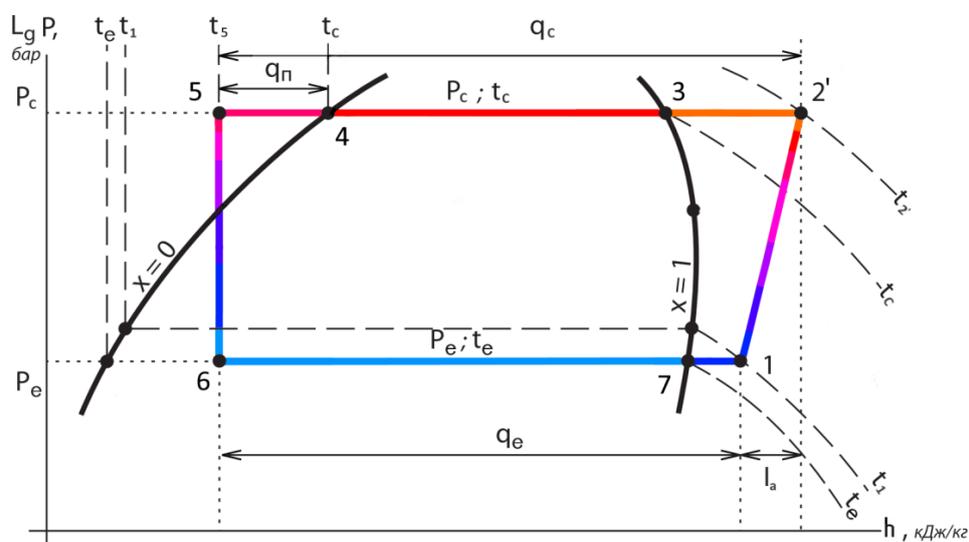


Рисунок 1.2. Схематичне зображення зворотного циклу парокомпресійної холодильної машини в $p-h$ діаграмі: процес 1-2' – адіабатне (ідеальне) стиснення парів холодоагенту в компресорі ($s=\text{const}$); 2-3 – охолодження парів холодоагенту в конденсаторі ($p=\text{const}$); 3-4 – конденсація парів холодоагенту в конденсаторі ($p=\text{const}$); 4-5 – переохолодження рідкого холодоагенту в конденсаторі ($p=\text{const}$); 5-6 – дроселювання холодоагенту ($h=\text{const}$); 6-7 – випаровування холодоагенту у випарники ($p=\text{const}$); 7-1 – перегрів парів холодоагенту у випарники ($p=\text{const}$)

Точка 2 → 3 → 4 (конденсатор). Пара холодоагенту надходить до конденсатора, який охолоджується водою (як правило, забортною або прісною у замкненому контурі). У процесі теплообміну холодоагент віддає теплоту охолоджувальній воді. У ділянці 2–3 відбувається охолодження перегрітої пари до температури насичення, а в ділянці 3–4 — процес конденсації, у результаті якого холодоагент переходить у рідкий стан високого тиску.

Точка 4 → 5 (рідинна лінія). З точки 4 холодоагент у вигляді рідини високого тиску рухається по рідинній магістралі до терморегулювального вентиля. У цій ділянці його тиск і температура практично не змінюються.

Точка 5 → 6 (терморегулювальний вентиль). У терморегулювальному вентилі відбувається дроселювання холодоагенту. Тиск різко знижується до тиску випаровування, а температура падає. Після вентиля холодоагент надходить у випарник у вигляді вологої пари (суміші рідини та пари) низького тиску.

Точка 6 → 7 → 1 (випарник – повітроохолоджувач). У випарнику холодоагент поглинає теплоту від охолоджуваного повітря провізійної камери. У процесі теплообміну рідка фаза холодоагенту повністю випаровується. У точці 7 холодоагент перебуває у стані насиченої або слабо перегрітої пари. Далі він повертається до компресора (точка 1), замикаючи холодильний цикл.

1.3 Холодоагент для суднового холодильного обладнання

Вибір відповідного холодоагенту це ключовий фактор для визначення ефективності та екологічності. Застосування глобальних екологічних стандартів, як от Додаток VI до Конвенції MARPOL та Монреальський протокол, зумовило перехід з озоноруйнівних речовин на холодоагенти з низьким потенціалом глобального потепління (GWP) і нульовим потенціалом руйнування озонового шару (ODP). Сучасні тенденції орієнтовані на застосування природних і новітніх синтетичних робочих речовин, які поєднують високу термодинамічну ефективність із мінімальним впливом на довкілля.

Історично найпоширенішими холодоагентами на судах були хлорфторвуглеці (CFC) та гідрохлорфторвуглеці (HCFC), які відзначалися стабільністю, відсутністю корозійних властивостей та сприятливими термодинамічними характеристиками. Однак їхній руйнівний вплив на озоновий шар став підставою для поступової відмови від цих речовин у межах Монреальського протоколу (1987 р.) та Додатку VI до Конвенції MARPOL (1997 р.), що забороняють використання озоноруйнівних речовин у судових системах.

Дослідження останніх років визначили кілька перспективних напрямів заміни традиційних речовин. Серед них найбільшу увагу привертають амоніак (NH_3), вуглекислий газ (CO_2) та гідрофлуороолефіни нового покоління — R1234yf і R1234ze(E).

Амоніак є природним холодоагентом з чудовими термодинамічними властивостями, високою енергоефективністю та нульовим потенціалом руйнування озону. Він дешевий, легко виявляється при витокі завдяки характерному запаху, проте є токсичним і вимагає суворих правил безпеки, що ускладнює його використання на пасажирських судах.

Вуглекислий газ, навпаки, абсолютно безпечний для навколишнього середовища, не є токсичним чи горючим, проте працює під дуже високим тиском, що потребує міцного й дорогого обладнання. Крім того, CO_2 -системи мають нижчий коефіцієнт енергоефективності через роботу в транскритичних циклах. Речовини групи фторвуглецевих холодоагентів (R1234yf, R1234ze) були спеціально створені для заміни фреонів типу R134a. Вони мають надзвичайно низький показник GWP (менше ніж 6), проте є слабкозаймистими й мають меншу об'ємну холодопродуктивність.

Для оцінки сумарного екологічного впливу використовується показник TEWI (Total Equivalent Warming Impact), який враховує як прямі викиди (через виток холодоагенту), так і непрямі — пов'язані з виробництвом електроенергії, необхідної для роботи системи. У судових умовах непрямі викиди переважають — понад 90 % загального впливу, адже електроенергія на борту генерується дизельними установками, що спалюють паливо. Таким чином, підвищення енергоефек-

тивності обладнання має більший екологічний ефект, ніж проста заміна холодоагенту на менш шкідливий.

The New Generation of HFCs

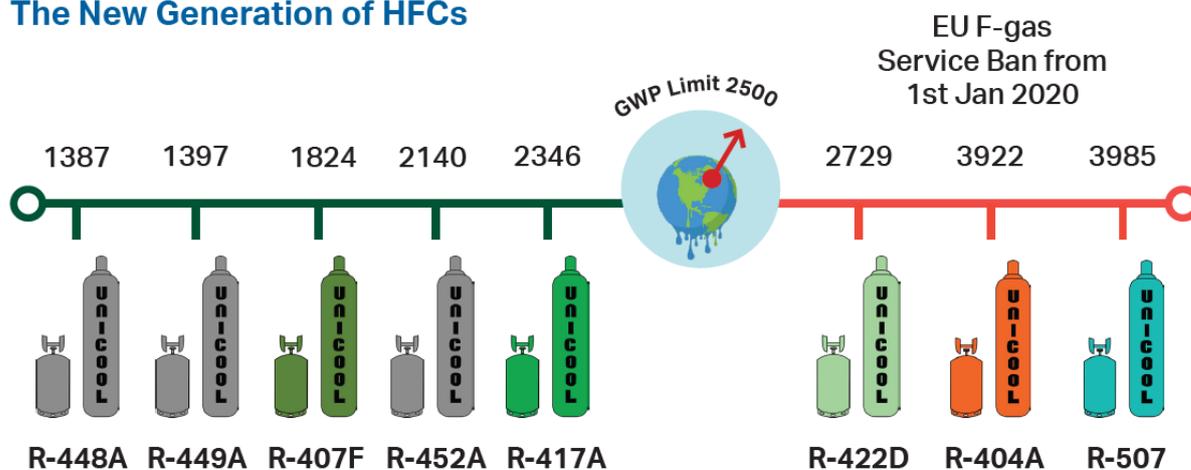


Рисунок 1.3 - Лінійка холодоагентів для суднової холодильної техніки від Wilhelmsen

1.4 Ефективна експлуатація суднової холодильної техніки

Загальний вплив холодильних установок на клімат визначається передусім їхньою енергоефективністю. Тобто навіть використання речовини з низьким GWP не гарантує зменшення викидів, якщо система споживає надлишкову кількість енергії.

Енергія для всіх суднових систем виробляється дизель-генераторами. Підвищення енергоефективності обладнання має більший екологічний ефект, ніж проста заміна холодоагенту на менш шкідливий. Тому головним напрямом удосконалення є не лише перехід на нові холодоагенти, а оптимізація самого процесу охолодження — тобто підвищення холодильного коефіцієнту (COP) установок.

Ефективна експлуатація передбачає підтримання стабільного теплового балансу, контроль тиску в контурі, мінімізацію втрат при дроселюванні й конденсації та своєчасне видалення вологи та не конденсованих газів. Будь-яке відхилення від розрахункових параметрів змінює споживання енергії.

Ще один аспект — режимна експлуатація. Суднова холодильна установка рідко працює на постійному навантаженні, адже температура докільця, обсяг охо-

лоджуваних продуктів і споживання холоду постійно змінюються. Ефективне управління полягає у виборі такого режиму, за якого компресори працюють у зоні найкращої ефективності, а допоміжні установки (насоси, вентилятори) не витрачають енергію без потреби. На сучасних судах для цього застосовують автоматизовані системи контролю, які регулюють роботу установки за показниками тиску, температури та споживаної потужності.

Важливу увагу приділяють таким факторам

- **системам рекуперації тепла.** Частина енергії, яку компресор відводить через конденсатор, можна використовувати для підігріву води або опалення допоміжних приміщень. Такий підхід не лише підвищує загальний ККД суднової енергосистеми, а й зменшує навантаження на основні енергетичні установки. У поєднанні з оптимізацією електропостачання це дає змогу знизити витрати палива на 5–7 %, що є відчутним результатом для великих суден.

- **мінімізацію витоків холодоагенту.** Навіть при використанні сучасних негорючих або природних речовин, втрата робочого середовища означає втрату продуктивності й додаткові витрати енергії. Для цього впроваджуються системи моніторингу герметичності, автоматичне виявлення витоків і суворий облік заправленої кількості. Крім технічної користі, це зменшує ризик екологічних штрафів і спрощує технічний аудит.

Ефективна експлуатація суднової холодильної техніки — це не одноразове вдосконалення, а постійний процес спостереження, регулювання й аналізу. Саме грамотне управління режимами роботи, підтримання чистоти теплообмінників, точний контроль тисків і температур, а також продумане використання вторинного тепла дають можливість досягти реального зменшення енергоспоживання та скорочення викидів парникових газів. У результаті підвищується не лише економічність роботи судна, але й його екологічна відповідальність — що сьогодні стає таким же важливим, як і технічна надійність.

2. РОЗРАХУНОК І ВИБІР ДОПОМІЖНИХ СИСТЕМ СУДНА

Усі наведені у цьому розділі розрахунки виконані відповідно до Правил класифікації та побудови морських суден Українського Регістру Мореплавства [7]. Вихідні дані для розрахунків приймаються відповідно інформації для судна-прототипу Oil/Chemical tanker (DWT 44999), та головного двигуна MAN B&W 6G50ME-C9.6, наведеної у розділах 2.1 та 2.2.

2.1 Опис судна прототипу Oil/Chemical tanker (DWT 44999)

Судно-протип — Oil/Chemical tanker із вантажомісткістю 52000 м³, призначений для перевезення нафтопродуктів та деяких видів імікатів, визначеному конструкцією системи зберігання та обробки вантажу. Судно має один головний двотактний низькообертний двигун MAN B&W 6G50ME-C9.6 із MCR 10320 кВт, що забезпечує рух судна та високу паливну ефективність.

За компонуванням вантажна частина включає вантажні танки, палубні вантажні трубопроводи, вантажні насоси та системи контролю/безпеки. Конструктивні рішення спрямовані на забезпечення герметичності.

Система зберігання вантажу (Cargo Containment System)

Вантаж на данному судні-прототипі зберігається у 18 вантажних танках загальною місткістю до 52000 м³.

Вантажні трубопроводи та колектор (Cargo Piping)

Система палубних вантажних ліній забезпечує: подачу вантажу від танків до берегових з'єднань при вивантаженні; приймання вантажу при завантаженні; перемикання потоків між танками (cross-over) та ізоляцію ділянок арматурою.

Вантажні насоси (Cargo Pumps)

Для процедури вивантаження застосовуються вантажні насоси (занурювальні), які забезпечують необхідну витрату та напір. Передбачаються режими “stripping” (допоміжне осушення) для мінімізації залишків вантажу. Зазвичай судна типу Oil/Chemical tanker обладнуються глибинними насосами типу Framo (гід-

равлічні) або Marflex (електричні). Ці системи працюють з насосом у кожному резервуарі. На данному судні використовувалася система FRAMO, де вантажні насоси в кожному танку проводяться в дію за допомогою гідроприводу. Тиск у системі створюється насосами з приводом від електродвигуна чи спеціальних дизельних двигунів.

Системи інертних газів

На данному судні використовувалась система інертних газів N_2 , призначена для забезпечення безпечної атмосфери в вантажних, баластних та пустотілих танках. Основним завданням цієї системи є зниження вмісту кисню в танках до рівня, за якого виключається можливість утворення вибухонебезпечної суміші парів вантажу з повітрям. Система інертних газів реалізована у вигляді азотного генератора типу PSA (Pressure Swing Adsorption) виробництва Atlas Copco, загальною продуктивністю близько $3750 \text{ m}^3/\text{год}$ при чистоті азоту 95%.

Принцип роботи системи полягає у відділенні азоту з атмосферного повітря шляхом адсорбції кисню та інших газів на вуглецевих молекулярних ситах. Стиснене та осушене повітря подається до двох адсорбційних колон, що працюють по чергово в режимах адсорбції та регенерації. У результаті цього процесу азот із необхідними параметрами подається до ресивера, а далі — до магістралі інертного газу судна.

Експлуатація системи інертних газів є обов'язковою під час вантажних операцій, зачистки танків та перевезення вантажів, що утворюють горючі пари.

Основна інформація про судно-прототип наведена у табл. 2.1.

Таблиця 2.1 Деякі характеристики судна-прототипу

Параметр	Значення
Тип судна	Oil/Chemical tanker
Вантажомісткість (Cargo Capacity)	52000 m^3
Валова місткість (Gross Tonnage, GT)	30259
Дедвейт (Deadweight, DWT)	44999 т

Класифікаційне товариство	DNV-GL+CCS [13]
Прапор	Ліберія
Рік побудови	2021
Довжина найбільша (LOA)	183,24 м
Довжина між перпендикулярами (LBP)	176,13 м
Ширина (B)	32,19 м
Висота борту (D)	19,10 м
Осадка на дедвейті (T)	12,5 м
Сервісна швидкість	13 вуз
Кількість головних двигунів	1
Тип головного двигуна	Двотактний, низькообертний
Модель головного двигуна	MAN B&W 6G50ME-C9.6
Максимальна тривала потужність (MCR)	10320 кВт
Номінальна частота обертання	100 об/хв
Гребний гвинт	1 × фіксований крок (FPP), прямий привід
Дизель-генератори	3 × 980 кВт
Аварійний генератор	1 × 210 кВт
Допоміжний котел	1 х допоміжний, 1 х композитний
Тип вантажних танків	ІМО Type 2/B
Кількість вантажних танків	18
Вантажні насоси	Занурювальні, по 1 на танк
Подача вантажних насосів	3750 м ³ /год

Інертування	Азотна система
Протипожежні системи	Водяні завіси, CO ₂ , піна
Баластна система	Баластні насоси з BWTS
Чисельність екіпажу	19 осіб

2.2 Основні характеристики головного двигуна CSE-MAN B&W 6G50ME-C9.6-HPSCR

Основна інформація про двигун CSE-MAN B&W 6G50ME-C9.6-HPSCR відповідно до [8] наведена у таблиці 2.1.

Таблиця 2.2 – Основні характеристики двигуна встановленому на судні прототипі

Модель двигуна	CSE-MAN B&W 6G50ME-C9.6-HPSCR
Ліміт викидів / Emission limit	IMO tier III
Діаметр / хід поршня	500 x 2500
Max continuous rating (MRC)	10320 кВт x 100 об/хв
Contract max. continuous rating (CMCR)	7320 кВт x 80 об/хв
Continious service rating (CSR)	5490 кВт x 72,7 об/хв
Обертання двигуна	За годинниковою стрілкою
Система пуску	Стиснене повітря , 30 Бар
Питома витрата палива про CSR	При Tier II : 158,8 г/кВт При Tier III : 159,7 г/кВт
Витрати мастила	27 кг/24 год
Найнижча витрата мастила	0,6 г/кВт
Паливо	HFO / MDO / MGO
Система упорскування	Електронно керована ME
Призначення	Головний двигун морських суден
Виробник	MAN Energy Solutions

На судні-прототипі типу Oil/Chemical tanker з вантажомісткістю близько 52 000 м³ як головний двигун встановлений CSE-MAN B&W 6G50ME-C9.6-HPSCR — двотактний низькообертовий судновий дизельний двигун, призначений для використання як головний двигун морських наливних суден. Двигун працює за електронно керованим циклом ME, що забезпечує точне керування упорскуванням палива, оптимізацію процесу згоряння та стабільну роботу в широкому діапазоні навантажень.

Головний двигун призначений для роботи на традиційному рідкому паливі (HFO/MGO) та оснащений системою HPSCR (High Pressure Selective Catalytic Reduction), яка забезпечує ефективне зниження викидів оксидів азоту (NO_x) шляхом упорскування реагенту у вихлопний тракт під високим тиском. Застосування технології HPSCR дозволяє двигуну відповідати вимогам ІМО Tier III під час експлуатації судна в зонах контролю викидів (ECA), а також вимогам ІМО Tier II за межами таких зон.

Використання двигуна серії ME-C у поєднанні з системою HPSCR забезпечує високу паливну ефективність, зниження питомої витрати палива та скорочення шкідливих викидів в атмосферу.

2.3 Годинна витрата палива головним двигуном MAN B&W 6G50ME-C9.6

$$Q_e = g_e \times \sum N_e = 5490 \times 158,8 = 871,8 \text{ кг/год}$$

де g_e – питома ефективна витрата палива, кг/(кВт·год);

$\sum N_e$ – сумарна ефективна потужність головних двигунів, кВт .

Кількість теплоти, що виділяється при згоранні палива:

$$q = Q_e \times Q_n = 871,8 \times 41400 = 36\,092\,520 \text{ кДж/кг}$$

де Q_n – нижча теплота згорання палива, кДж/кг.

Для палива двигуна MAN B&W 6G50ME-C9.6 приймаємо $Q_n = 41400$ кДж/кг.

2.4 Механізми й пристрої, що обслуговують головний двигун MAN B&W 6G50ME-C9.6

Значення швидкостей течії робочих речовин у суднових системах MT SOLAR KAREN, що необхідні для розрахунку діаметрів трубопроводів:

- паливна система перекачування – 1,6 м/с,
- паливо в системі підкачування – 1,3 м/с,
- масло у циркуляційній системі – 2,6 м/с,
- води у системах охолодження – 2,7 м/с,
- води у санітарних системах – 3,2 м/с.

2.4.1 Паливна система

Призначена для приймання, зберігання, перекачування, очистки, підігріву й подачі палива до головного й допоміжних двигунів й котлів, а також для перекачування його на берег чи інше судно.

Дизель MAN B&W 6G50ME-C9.6 призначений для роботи на важких сортах палива, при використуванні яких суднові енергетичні установки облаштовуються спеціальною системою підготовки палива. Система включає у себе сепаратори важкого й дизельного палива, парові підігрівач і, обладнанні термостатами, відстійно-витратні цистерни важкого й дизельного палива, фільтри грубої й тонкої очистки. Кожний сепаратор має два спарованих паливних насоса (для нагнітання та відкачування). Танки MT SOLAR KAREN облаштовуються системою парового обігріву. Паливо перекачується до відстійної цистерни, звідки після відстоювання у продовж 20...24 годин насосами подається до підігрівача, потім до сепараторів й після цього паливо подається до витратної цистерни. З витратної цистерни паливо подається паливопідкачувальними насосами через підігрівач до головного двигуна MAN B&W 6G50ME-C9.6 Паливна система включає до себе також насоси для перекачування палива з одного танку до іншого.

Паливні танки. Об'єм кожної з двох відстійних й двох витратних цистерн

важкого палива V_{em} обирається із розрахунку забезпечення роботи головного двигун а MAN B&W 6G50ME-C9.6 упродовж часу $\tau_1 = 24$ год.

$$V_{BT} = \frac{Q_e \times \tau_1}{\rho_m} = \frac{871,8 \times 24}{960} = 21,795$$

де ρ_m – густина палива, кг/ м³.

Приймаємо для важкого палива $\rho_m = 960$ кг/м³.

Об`єм кожної з двох відстійно-витратних цистерн дизельного палива приймаємо рівним 80 % від об`єму витратних двох цистерн важкого палива тобто 34,8 м³.

Подача одночасно працюючих сепараторів палива винаходиться з умови сепарації добового витрати палива за $\tau_{c.n.}$ від 8 до 12 год.

$$Q_c = V_{BT} / \tau_{c.n.} = 34,8 / 12 = 2,9 \text{ м}^3 / \text{год}$$

де $\tau_{c.n.}$ приймаємо рівним 12 годинам.

Сепаратори. Встановлюємо два сепаратора важкого палива, та один сепаратор дизельного палива. Сепаратор дизельного палива приймається таким же для уніфікації. Сепаратори обираємо за подачею.

На судні-прототипі встановлено супаратор від компанії Alfa Laval S936 з продуктивністю 3 м³/год, що близько до розрахункових величин , та задовільняє потреби судна.

Паливоперекачувальний насос має забезпечити відкачку палива з більшої за об`ємом цистерни основного запасу V_3 за час $\tau_{відк} = 4$ год. В той же час він має забезпечити перекачування не менш ніж добової витрати палива головними двигунами за час $\tau_2 = 6$ год.

Для обраного судна-прототипу цистерна має об`єм $V_3 = 370$ м³.

$$Q_{нп} \geq V_3 / \tau_{відк} = 370 / 4 = 92,5 \text{ м}^3 / \text{год}$$

$$Q_{нп} \geq V_3 / \tau_2 = 34,8 / 6 = 5,8 \text{ м}^3 / \text{год}$$

де $Q_{нп}$ – подача паливоперекачувального насоса, м³/год.

Тиск, що розвиває насос H_{nn} дорівнює 0,4 МПа.

Споживна потужність двигуна привода паливоперекачувального насоса визначається з формули:

$$P = \frac{Q \times p}{3,6 \times \eta} = \frac{92,5 \times 0,4}{3,6 \times 0,8} = 12,85 \text{ кВт}$$

де Q – подача насоса, м³/год;

p – тиск, який створює насос, МПа;

η – КПД насоса.

Для гвинтового насоса η від 0,75 до 0,85. Приймаємо $\eta = 0,8$.

Для перекачки палива повинно бути два перекачувальних насоса з незалежними приводами, один з яких являється резервним.

Паливоперекачувальний насос дизельного палива приймаємо такий же, як й насос для важкого палива.

Подача паливопідкачувального насоса винаходиться за формулою:

$$Q_{пн} = \frac{K_{пн} \times Q_e}{\rho_m} = \frac{4 \times 871,8}{960} = 3,6 \text{ м}^3/\text{год}$$

де $K_{пн}$ приймаємо від 2 до 5. Приймаємо $K_{пн} = 4$.

$p_{пн}$ – тиск, що розвиває насос для двигунів MAN B&W 6G50ME-C9.6 приймається від 0,25 до 0,50 МПа. Приймаємо $H_{пн} = 0,30$ МПа.

Споживна потужність двигуна привода паливопідкачувального насоса визначається з формули:

$$P = \frac{Q \times p}{3,6 \times \eta} = \frac{3,6 \times 0,3}{3,6 \times 0,8} = 0,375 \text{ кВт}$$

Приймаємо для двигуна привода паливопідкачувального насоса $\eta = 0,8$.

Підігрівачі важкого палива забезпечують підігрів його до необхідної в'язкості. Застосовують парові кожухотрубні підігрівачі.

Кількість теплоти q_m , що підводиться до палива для доведення його до температури, при якій паливо буде мати потрібну в'язкість:

$$q_m = Q_{пн} \times \rho_m \times c_n \times (T_2 - T_1) = 3,6 \times 960 \times 1,8 \times (353 - 305) = 298\,598,4$$

де c_n – питома теплоємність палива, від 1,68 до 2,1 кДж/(кг·К);

T_1 – початкова температура палива (приблизно 310 К);

T_2 – кінцева температура палива, відповідно необхідній для цього двигуна в'язкості застосованого палива (приблизно від 2 до 2,5 °Е), згідно з правилами Регістру.

$T_2 \leq T_{cn} - 10$ °С. Температура спалаху T_{cn} для в'язких палив знаходиться у діапазоні від 60 до 110 °С.

Площа теплообмінної поверхні паливопідігрівача:

$$A_m \equiv \frac{q_m}{k_m \times \Delta T_m} = \frac{298\,598,4}{1000 \times 61} = 4,89 \text{ м}^2$$

де k_m – коефіцієнт теплопередачі, можна прийняти 1000 кДж/(м²·год·К).

ΔT_m - температурний напір у теплообміннику.

$$\Delta T_m = T_s - \frac{(T_1 + T_2)}{2} = 390 - \frac{353 + 305}{2} = 61\text{K}$$

де T_s – температура пари при робочому тиску, T_s приблизно від 390 до 400 К. Приймаємо $T_s = 400$ К.

Підігрівач обираємо за його площею теплообмінної поверхні.

2.4.2 Масляна система двигуна MAN B&W 6G50ME-C9.6

Складається з циркуляційної масляної системи й системи циліндрової змазки. Циркуляційна система змащення забезпечує подачу масла на поверхні що труться, а також охолодження поршнів.

Система складається з цистерн для зберігання запасів масла, стічних цистерн, масляних циркуляційних насосів, фільтрів, сепараторів, охолоджувачів масла.

Об`єм цистерн основного запасу масла для циркуляційної системи $V_{м.з.}$ приймається виходячи з питомої витрати циркуляційного масла $b_{м.м.}$, яка складає для МОД 0.0002 кг/(кВт. год), з 20 % рейсовим запасом.

$$V_{м.з} = 1,2 \times b_{м.м} \times \sum N_e \times \tau_{гд} / \rho_m = 1,2 \times 0,0002 \times 5490 \times 1200 / 867 = 1,82$$

де $\tau_{гд}$ – тривалість роботи головного двигуна MAN B&W 6G50ME-C9.6 в розрахунковому рейсі, год. Приймаємо з прототипу $\tau_{гд} = 1200$ год.

ρ_m – густина масла, яка дорівнює 867 кг/м^3 .

$V_{м.з}$ з 20 % запасом на рейс дорівнює $2,2 \text{ м}^3$.

Об'єм цистерн запас у циліндрового масла:

$$V_{ц.з} = b_{ц.м} \times \sum N_e \times \tau_{гд} / \rho_m = 0,00055 \times 5490 \times 1200 / 867 = 4,18 \text{ м}^3$$

де $b_{ц.м}$ – питома витрата циліндрового масла, що залежить від типу двигуна, для MAN B&W 6G50ME-C9.6: від $0,4 \cdot 10^{-3}$ до $0,7 \cdot 10^{-3} \text{ кг/(кВт.год)}$. Приймаємо $b_{ц.м} = 0,00055 \text{ кг/(кВт.год)}$.

Циркуляційний масляний насос

Подача циркуляційного масляного насосу:

$$Q_{м.н} = \frac{q_{тр} + q_n}{c_m \times \rho_m \times \Delta T_m} = \frac{345\,870 + 1\,804\,626}{3,0 \times 867 \times 8} = 103,3 \text{ м}^3/\text{год}$$

де c_m – теплоємність масла, можна прийняти $3,0 \text{ кДж/(кг.К)}$;

$q_{тр}$ – тепло тертя, що відводиться маслом, кДж/кг ;

q_n – тепло, яке масло приймає від поршня, кДж/кг ;

ΔT_m – різниця температур масла на виході й вході у двигун MAN B&W 6G50ME-C9.6 можна прийняти 8 К .

$$\begin{aligned} q_{тр} &= 3,6 \times 10^3 \times a_{тр} \times N_e \times \frac{1 - \eta_m}{\eta_m} = 3,6 \times 10^3 \times 0,42 \times 5490 \times \frac{1 - 0,96}{0,96} \\ &= 345\,870 \text{ кДж/год} \end{aligned}$$

де $a_{тр}$ – доля теплоти, що виділяється при терті й відноситься маслом від $0,4$ до $0,45$. Приймаємо $a_{тр} = 0,42$;

η_m – механічний ККД головного двигуна MAN B&W 6G50ME-C9.6. дорівнює: $\eta_m = 0,96$.

$$q_n = a_n \times q = 0,05 \times 36\,092\,520 = 1\,804\,626 \text{ кДж/год}$$

де a_n – частина теплоти, що передається від поршня до масла для МОД MAN B&W 6G50ME-C9.6, від 0,04 до 0,06. Приймаємо $a_n = 0,05$.

Споживна потужність двигуна привода циркуляційного масляного насосу визначається з формули:

$$P = \frac{Q \times p}{3,6 \times \eta} = \frac{103,3 \times 0,3}{3,6 \times 0,85} = 10,13 \text{ кВт}$$

Приймаємо для двигуна привода циркуляційного масляного насосу $\eta = 0,85$.

p_{mm} – тиск, який створює насос, від 0,2 до 0,4 МПа.

Приймаємо $p_{mm} = 0,3 \text{ МПа}$.

Кількість масла в системі:

$$V_{mc} = Q_{mc}/z = 103,3/10 = 10,33$$

де z – кратність циркуляції, год^{-1} при наддуві вище ніж 40 % $z = 10$.

Об`єм стічної цистерни

$$V_{sc} = r \times V_{mc} = 1,23 \times 10,33 = 12,7 \text{ м}^3$$

де r – коефіцієнт спінювання, який складає від 1,2 до 1,3. Приймаємо $r = 1,23$.

Масляний сепаратор

Подача масляного сепаратора

$$Q_c = V_{mc}/\tau_{cm} = 10,33/6 = 1,72 \text{ м}^3/\text{год}$$

де τ_{cm} – час сепарації всього масла, що знаходиться у системі, τ_{cm} від 4 до 8 годин. Приймаємо $\tau_{cm} = 6 \text{ год}$.

Обираємо сепаратор масла за подачею, а також встановлюємо один резервний того ж типу. На судні-прототипі встановлено сепаратор від компанії Alfa Laval S936 з продуктивністю $1,95 \text{ м}^3/\text{год}$, що близько до розрахункових величин, та задовільняє потреби судна.

Поверхня охолодження маслоохолоджувача:

$$A_m \equiv \frac{q_{mp} + q_n}{k_m \times \Delta T_m} = \frac{345\,870 + 1\,804\,626}{1000 \times 12} = 179,2 \text{ м}^2$$

де ΔT_m - різниця середньої температури масла й забортної води в охолоджувачі, К ($\Delta T_m = 12 \text{ К}$);

k_m – коефіцієнт теплопередачі, приймаємо від 500 кДж/ (м²·год·К) до 1000 кДж/ (м²·год·К). Приймаємо $k_m = 100 \text{ кДж/ (м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К)}$.

Встановлюємо два охолоджувача, площа поверхні кожного становить 60 % від загальної тобто $107,5 \text{ м}^2$.

Маслоперекачувальний насос

Подача маслоперекачувального насосу повинна бути достатньої для подачі масла із цистерн основного запасу до циркуляційної систему в продовж τ_m від 0,5 до 1 години:

$$Q_{\text{пн}} = V_{\text{мс}} / \tau_m = 10,33 / 1 = 10,33$$

Подача масла із цистерн основного запасу до циркуляційної систему повинна відбуватись в продовж $\tau_m = 1 \text{ год}$.

Номінальна потужність привода маслоперекачувального насосу дорівнює:

$$P = \frac{Q \times p}{3,6 \times \eta} = \frac{10,33 \times 0,2}{3,6 \times 0,8} = 0,71 \text{ кВт}$$

$p_{\text{мн}}$ – тиск, що утворює насосом, приймається від 0,2 МПа до 0,3 МПа; Приймаємо $p_{\text{мн}} = 0,2 \text{ МПа}$.

КПД маслоперекачувального насоса приймаємо $\eta = 0,8$.

2.4.3 Система охолодження двигуна MAN B&W 6G50ME-C9.6

Насоси забортної води

Насоси забортної води прокачують її через водоохолоджувачі, маслоохолод-

жувачі й охолоджувачі наддувного повітря. З забортною водою відводиться теплота тертя q_{mp} , теплота, що передається через втулки, кришки $q_{ц}$, теплота, що передається від поршнів q_n , та теплота надувного повітря q_H .

Тепло, що передається через втулки й кришки й відводиться прісною водою:

$$q_{ц} = a_{ц} \times q = 0,12 \times 36\,092\,520 = 4\,331\,102 \text{ кДж/год}$$

де $a_{ц}$ – частина, тепла що передається через втулки й кришки; величина $a_{ц}$ змінюється від 0,1 до 0,14 для МОД.

Подача насоса води прісного контуру:

$$Q_{п.в} = \frac{q_{ц}}{c_{п.в} \times \rho_{п.в} \times \Delta T_{в.в}} = \frac{4\,331\,102}{4,2 \times 1000 \times 10} = 103,12$$

де $c_{п.в}$ – теплоємність прісної води, приймається 4,2 кДж/(кг·К);

$\rho_{п.в}$ – густина прісної води, як дорівнює приблизно 1000 кг/м³;

$\Delta T_{п.в}$ – різниця температур прісної води на вході та виході з двигуна MAN B&W 6G50ME-C9.6, яка зазвичай знаходиться в інтервалі від 6 до 10 К.

Номінальна потужність привода насоса води прісного контуру:

$$P = \frac{Q_{п.в} \times p_{п.в}}{3,6 \times \eta} = \frac{103,12 \times 0,3}{3,6 \times 0,9} = 9,54 \text{ кВт}$$

де $p_{п.в}$ – тиск, що створює насос, приймається від 0,2 до 0,4 МПа;

Приймаємо $p_{п.в} = 0,3 \text{ МПа}$;

КПД поршневого насоса приймаємо рівним $\eta = 0,9$.

Подача насосу забортної води визначаємо за формулою:

$$\begin{aligned} Q_{з.в} &= \frac{q_{ц} + q_{тр} + r \times q_H + q_n}{c_{з.в} \times \rho_{з.в} \times \Delta T_{з.в}} \\ &= \frac{4\,331\,102 + 345\,870 + 0,9 \times 1\,624\,163,4 + 1\,804\,626}{4,2 \times 1025 \times 10} \\ &= 184,5 \text{ м}^3/\text{год} \end{aligned}$$

де $c_{з.в}$ – теплоємність забортної води = 4,2 кДж/(кг·К);

$\rho_{з.в}$ – густина забортної води, приймається 1025 кг/м³;

$\Delta T_{з.в}$ – різниця температур прісної води на вході й виході з двигуна, від 10

К до 15 К; приймаємо $\Delta T_{3.6} = 10$ К.

r – коефіцієнт, приймається для турбонагнітачів від 0,5 (з глибокою утилізацією), до 1 (без утилізації). Приймаємо $r = 0,9$.

$$q_n = a_n \times q = 0,045 \times 36\,092\,520 = 1\,624\,163,4 \text{ кДж/год}$$

де a_n – коефіцієнт, при охолодженні поршнів прісною водою лежить в інтервалі від 0,03 до 0,05; приймаємо $a_n = 0,05$.

$$q_n = a_n \times q = 0,05 \times 36\,092\,520 = 1\,804\,626 \text{ кДж/год}$$

де a_n – доля тепла палива, що відводиться охолоджуючою водою у повітроохолоджувачі.

Приймаємо при $p_s = 0,3$ МПа значення $a_n = 0,05$.

Перевірка правильності розрахунку подачі насоса забортної води робимо за допомогою приблизної залежності:

$$\frac{Q_{3.В}}{N_e} = (0,03 \dots 0,045)$$

$$\frac{Q_{3.В}}{N_e} = \frac{184,5}{5490} = 0,034$$

Тобто отримане значення задовольняє написаній вище залежності. Розрахунок подачі насоса забортної води виконано вірно.

Номінальна потужність привода насосу забортної води:

$$P = \frac{Q_{3.В} \times p_{3.В}}{3,6 \times \eta} = \frac{184,5 \times 0,2}{3,6 \times 0,9} = 11,4 \text{ кВт}$$

де $p_{3.В}$ – тиск, що утворює насос, від 0,2 до 0,4 МПа;

Приймаємо $p_{3.В} = 0,2$ МПа;

КПД поршневого насоса приймаємо рівним $\eta = 0,9$.

Водоохолоджувач

Поверхня водоохолоджувача винаходиться за формулою:

$$A_m \equiv \frac{q_{ц}}{k_{ц} \times \Delta T_{в}} = \frac{4\,331\,102}{5000 \times 15} = 57,75 \text{ м}^2$$

де ΔT_e – різниця середньої температури прісної й забортної води в охолоджувачі, К;

k_y – коефіцієнт теплопередачі, приймаємо 5000 кДж/(м²·год·К).

За площиною поверхні приймаємо водоохолоджувач.

$$\Delta T_B = T_{пв} - T_{зв} = 320 - 305 = 15 \text{ К}$$

$T_{не}$ – температура живильної води, приймається від 310 К до 350 К;

Приймаємо $T_{не} = 320 \text{ К}$.

$T_{зв}$ – температура забортної води, приймається $T_{зв} = 305 \text{ К}$.

2.4.4 Система стисненого повітря

Система забезпечує стисненим повітрям питомого тиску пуск й реверс головного двигуна MAN B&W 6G50ME-C9.6 та пуск допоміжних дизелів. Система включає до себе компресори пускового повітря, балони пускового повітря.

Кількість вільного повітря V_B на n_n пусків дизеля:

$$V_B = n_n \times b_B \times \sum V_s = 12 \times 5 \times 2,94 = 176,4$$

де n_n – мінімальна кількість послідовних пусків на передній та задній хід, які система має бути забезпечена; приймається для реверсивних двигунів $n_n \geq 12$.

b_B – питома витрата вільного повітря на 1 м³ об'єму циліндра; приймається для МОД від 4 до 6, приймаємо $b_B = 5$.

$\sum V_s$ – робочий об'єм пускових циліндрів двигуна.

Робочий об'єм циліндрів двигуна знаходиться за формулою:

$$\sum V_s = \frac{\pi \times d^2 \times s \times n_{ц}}{4} = \frac{3,14 \times 0,5^2 \times 2,5 \times 6}{4} = 2,94 \text{ м}^3$$

де D – діаметр циліндру, м;

S – хід поршня, м;

N – кількість циліндрів.

Сумарний об'єм балонів:

$$\sum V_6 = V_B \times \frac{p_B}{p_{max} - p_{min}} = 176,4 \times \frac{0,1013}{3,0 - 1,0} = 8,93 \text{ м}^3$$

де p_{max} – максимальний тиск повітря у балоні , від 2,5 МПа до 3,0 МПа; приймаємо $p_{max} = 3,0$ МПа.

p_{min} – мінімальний тиск повітря, при якому можливо пускати двигун, від 1,0 МПа до 1,5 МПа; приймаємо $p_{min} = 1,0$ МПа;

p_B – тиск вільного повітря; приймаємо $p_B = 0,1013$ МПа.

Стандартні балони у кількості не менш ніж два мають мати сумарний об'єм, близький до ΣV_6 , приймаємо $\Sigma V_6 = 4,5$ м³.

Вибір балонів дизель-генератора робиться аналогічно.

Загальна подача компресорів має забезпечити заповнення балонів за 1 годину починаючи від атмосферного тиску до тиску p_{max} .

$$Q_k = \frac{\Sigma V_6 \times (p_{max} - p_{min})}{p_B} = \frac{8,93 \times (3,0 - 1,0)}{0,1013} = 176,3$$

При необхідності забезпечення роботи тифону не менш ніж 6 хвилин при зберіганні можливості 12 послідовних пусків, об'єми балонів відповідно збільшуються.

2.4.5 Система газовипуску

Система включає до себе випускний трубопровід, глушник, іскрогаситель, а також утилізаційний котел.

Кількість газів, сходячих з двигуна:

$$Q_r = 10 \times N_e = 10 \times 5\,490 = 54\,900 \text{ м}^3/\text{год}$$

де N_e – ефективна потужність головного двигуна, кВт.

Газовипускні трубопроводи виконуються окремими на кожен двигун. Діаметр трубопроводів винаходиться, виходячи з швидкості газів, що випускаються.

Для двотактних двигунів внутрішнього згорання діаметр трубопроводів дорівнює:

$$d_{\text{газ}} = 12 \times \sqrt{N_e} = 12 \times \sqrt{5490} = 889 \text{ мм}$$

3 АНАЛІЗ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ ПРОВІЗІЙНИХ КАМЕР

3.1 Схема та принцип роботи холодильної машини провізійної камери

Холодильна машина - це система, що забезпечує охолодження провізійних приміщень. Робота установки відбувається автоматично за сигналами термостатів, які контролюють температуру в кожній камері. Вона працює за принципом відбору тепла з провізійної камери і відведення його в інше місце.

Основними складовими є:

- Компресор ;
- Конденсатор ;
- Ресивер ;
- Розширювальний клапан ;
- Випарник (повітроохолоджувач) ;
- Система автоматики ;

Робота установки відбувається за простим циклом, що постійно повторюється.

Холодильний компресор всмоктує газоподібний холодоагент з випарників, стискає його і подає у конденсатор. У конденсаторі фреон конденсується та переходить у рідкий стан. Із конденсатора рідкий теплоносій потрапляє в ресивер, де відбувається його накопичення. Ресивер обладнаний запірними вентилями на вході та виході.

Із ресивера холодоагент надходить у фільтр-осушувач, де видаляються залишки вологи, домішки та забруднення. Після цього він проходить через оглядове скло з індикатором вологості, електромагнітний (соленоїдний) вентиль і дрослюється терморегулюючим вентилем у випарник.

У випарнику холодоагент кипить, відбираючи тепло від об'єкта охолодження. Пари холодоагенту з випарника через фільтр на всмоктувальній магістралі 11, де вони очищаються від домішок, і через відокремлювач рідини надходять у компресор. Потім цикл роботи холодильного агрегату повторюється.

Відокремлювач рідини запобігає потраплянню рідкого холодоагенту до компресора. Для забезпечення гарантованого повернення оливи в картер компресора на виході з нього встановлюється маслоотділювач. При цьому олива через запірний вентиль, фільтр і оглядове скло по лінії повернення надходить назад у компресор.

Віброізолятори, на всмоктувальній та нагнітальній магістралях гасять вібрації під час роботи компресора і перешкоджають їх поширенню по холодильному контуру.

Компресор оснащений картерним підігрівачем і двома запірними вентилями. Картерний підігрівач випаровує холодоагент із оливи, запобігаючи його конденсації в картері компресора під час зупинки агрегату та підтримуючи задану температуру оливи.

Реле високого тиску керує увімкненням і вимкненням вентиляторів конденсатора, підтримуючи потрібний тиск. Реле низького тиску керує вмиканням і вимкненням компресора. [15]

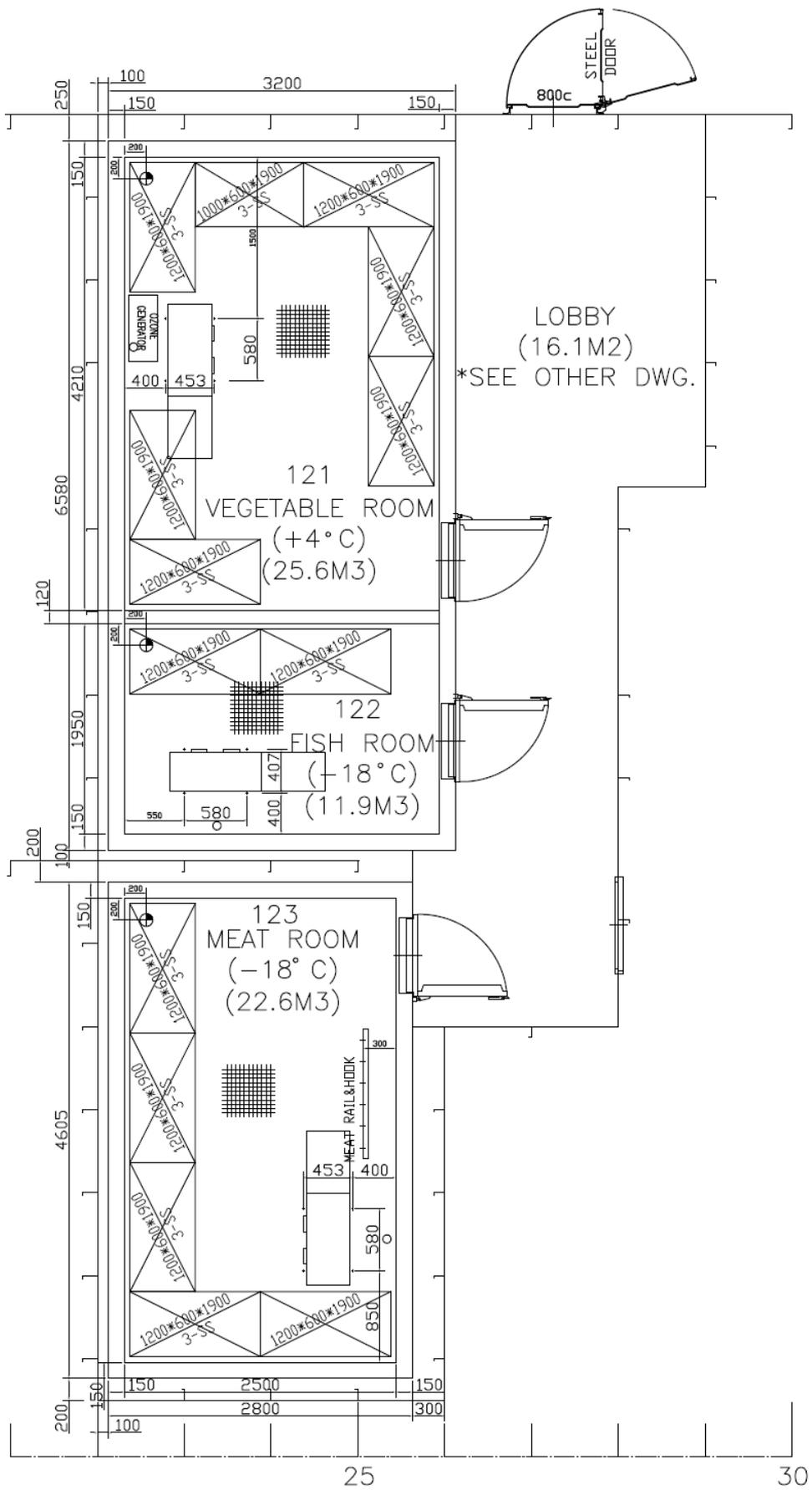


Рисунок 3.1 План розташування провізійних камер

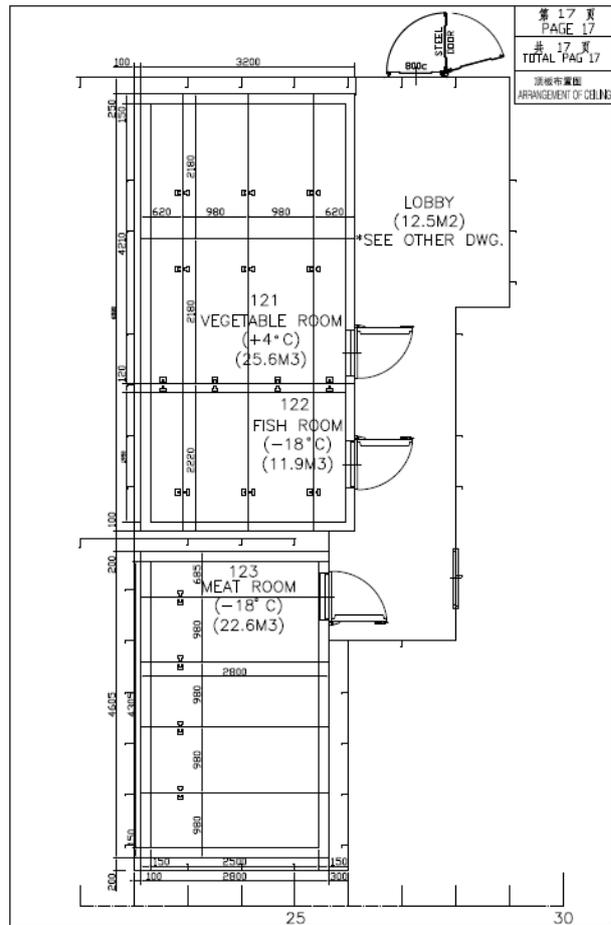
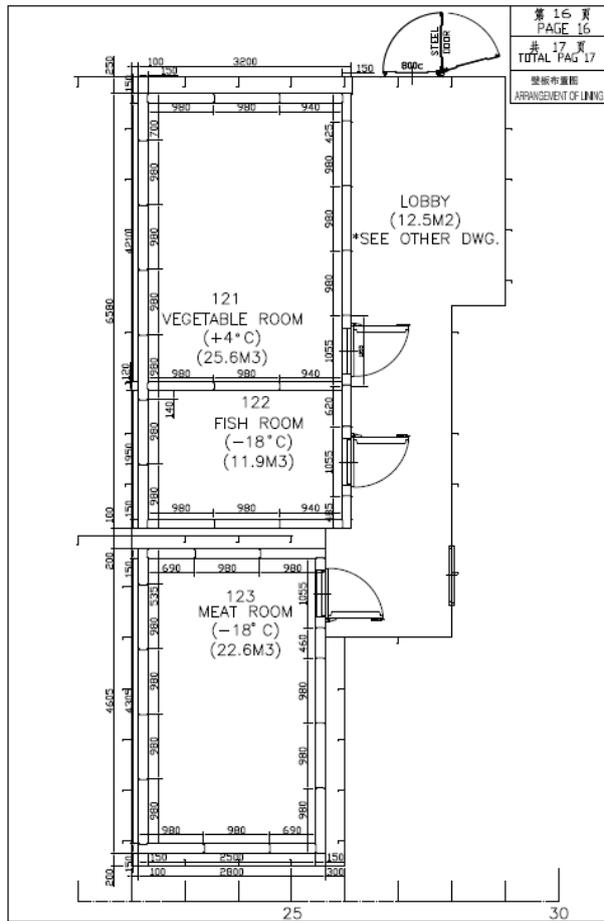
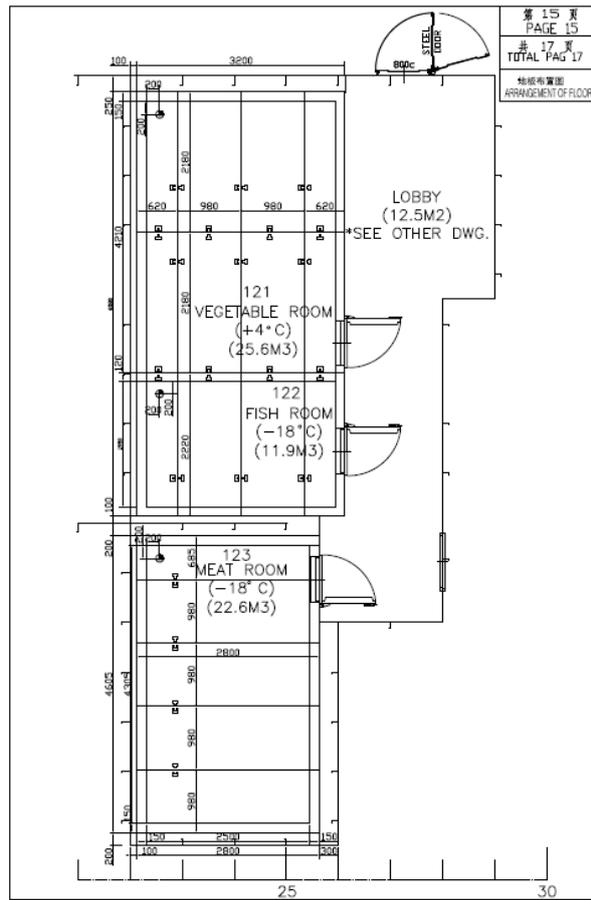
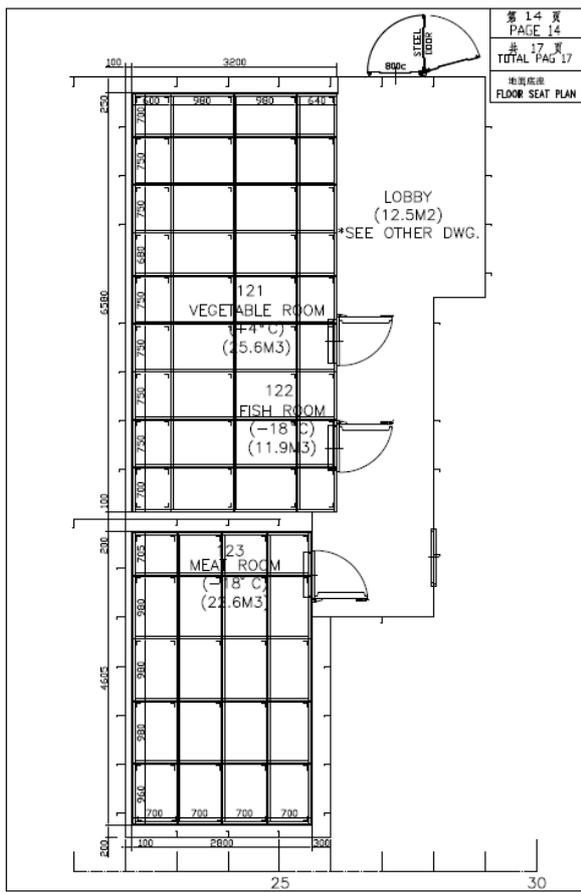


Рисунок 3.2 План розташування провізійних камер

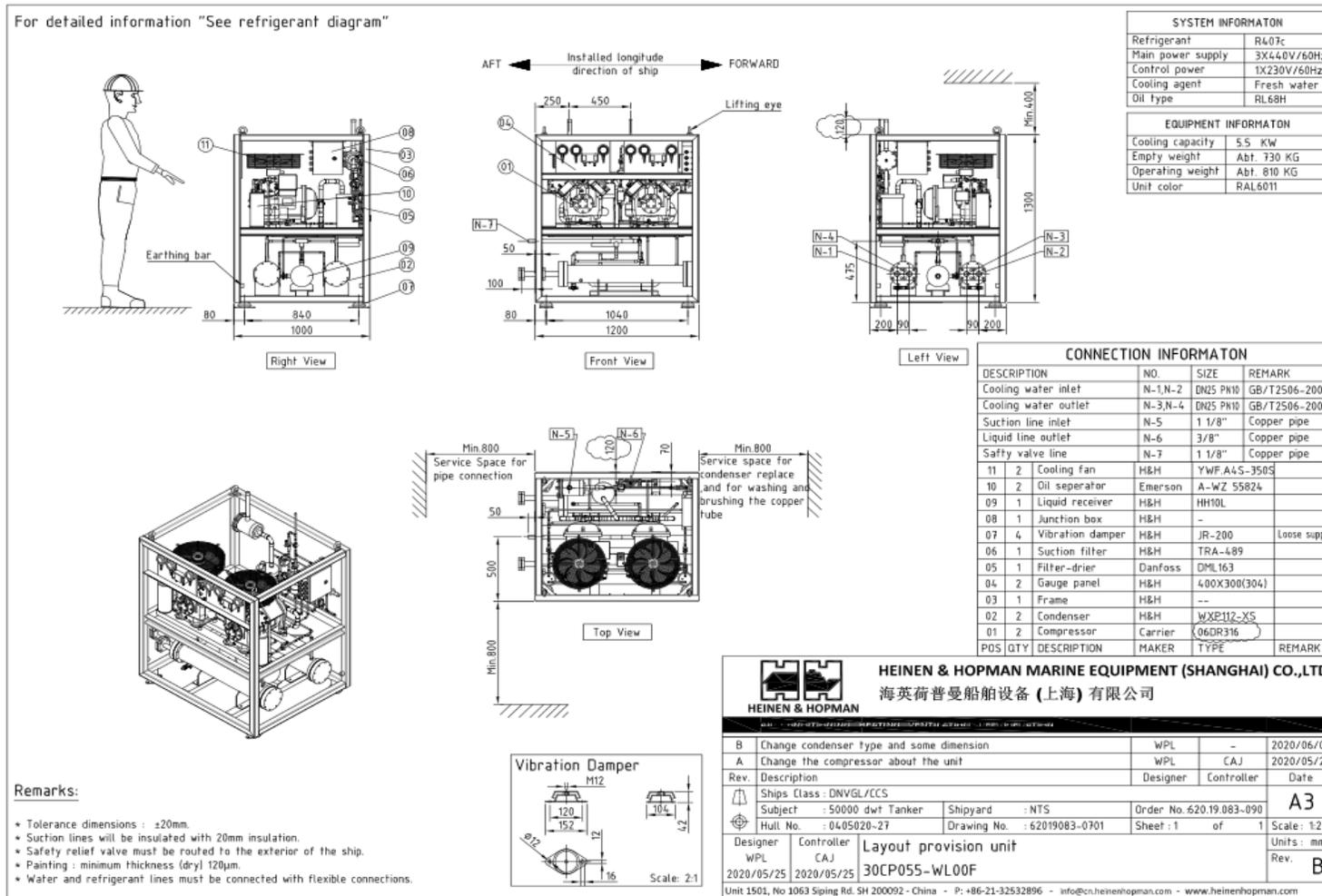


Рисунок 3.3 Принципова схема холодильної установки провізійних камер

	Stop valve		KP 1 low pressure control	
	Stop valve		KP 2 low cooling water control	
	Safety valve		RT thermostat	
	Hand regulating valve		Thermometer	
	Non-return valve		Liquid level glass	
	Solenoid valve		Sight glass	
	Constant pressure valve		Filter & Dryer	
	Thermostatic expansion valve		Filter	
	Automatic water valve		Pressure gauge	

Рисунок 3.4 Символи діаграми холодильної установки

Таблиця 3.1 Характеристики холодильної машини провізійних камер

Test pressure high side	25 Bar
Test pressure low side	17 Bar
Vacuum test minimum	2000 Micron (2 hours)
Oil charge (each compressor)	2.13 Ltr R168H
Refrigerant charge	11 kg R407C
Maximum pipe length	25 Mtrs
Maximum height difference	9.5 Mtrs

Pressostat settings	
Low pressure	Hight pressure
Cut-in 0.9 Bar	Cut-out 22 Bar
Diff 0.7 Bar	
Cut-out 0.2 Bar	

Таблиця 3.2 Характеристики холодильної машини провізійних камер

Technical information	
Refrigerant	R407C
Evaporation temperature	-28 °C
Condensing temperature	46 °C
Suction line	Ø 1 1/8
Hotgas line	Ø 1 1/2
Liquid line	Ø 3/8
Cooling capacity	5.5 kW
Compressor speed	1750 RPM
Motor power (absorbed)	5.1 kW
Max operational current	13.5 Amp
Main power supply	3x 440V/60 Hz
Control power supply	1x 2300V/60 Hz
Water flow (condenser)	4.5 m ³ /h
Pressure drop (heat exchanger)	18 kPa

3.2 Визначення енергетичних характеристик роботи холодильної машини на різних холодоагентах

Для подальшої побудови та розрахунку термодинамічного циклу потрібно знайти в яких масових співвідношеннях розділяються потоки рідкого холодоагенту після конденсатора для подальшого дроселювання до своєї температури кипіння у повітроохолоджувачі.

Об'єм камер з температурою -18 °C – $22.6+12.5=35.1$ м³.

Об'єм камері з температурою +4 °C - 22.6 м³.

Температура навколишнього середовища (повітря) 35 °C.

$(35+18) \cdot 35.1$ до $(35-4) \cdot 22.6 \Rightarrow 1860,3$ до $700,6 \Rightarrow 0,73$ до $0,27$.

Тобто після конденсатору потік холодоагенту розділяється, де 73 % від масової витрати йде на ТРВ випарників камер з температурою -18 °C, а 27 % - на ТРВ камери з температурою +4 °C.

p-h діаграма холодоагенту R404A з зображенням ідеального (стиснення в

компресорі адіабатне) циклу холодильної машини провізійної камери наведено на рис. 2.4. Аналогічне зображення холодильного циклу у p - h діаграмі холодоагенту R407C наведено на рис. 2.5.

Для побудови циклу було прийняте:

- температура кипіння холодоагенту в випарнику камери з температурою $+4$ °C – $t_{01} = -6$ °C, перегрів парів у випарниках 0 K;

- температура кипіння холодоагенту в випарнику камери з температурою -18 °C – $t_{02} = -27$ °C, перегрів парів у випарниках 0 K;

- температура конденсації $t_k = 42$ °C, переохолодження після конденсатору за рахунок регенеративного теплообміну (РТО) визначається з рівняння теплового балансу РТО.

На рис. 3.5 процес 1-2 – стиснення холодоагенту в компресорі (адіабатно); 2-3-4 – охолодження та конденсація холодоагенту у конденсаторі (ізобарно); 4-5 – та 4-6 дроселювання холодоагенту в терморегулюючому вентилі до певних тисків у конденсаторах (ізоентальпійно); 5-7 – кипіння холодоагенту у випарнику високотемпературної камери (ізобарно); 6-8 – кипіння холодоагенту у випарнику низькотемпературної камери (ізобарно); 7-9 – процес дроселювання холодоагенту від тиску у високотемпературному випарнику до тиску всмоктування у компресор у регуляторі тиску кипіння (ізоентальпійно); 8-1 – перегрів парів холодоагенту у регенеративному теплообміннику перед всмоктуванням в компресор.

Після побудови циклу виписуємо за допомогою програми RefProp ентальпії в вузлових точках циклу у таблицю для холодоагенту R407C та у таблицю для холодоагенту R407F. При цьому в процесі визначення параметрів потрібно додатково з рівнянь теплового балансу знайти ентальпії в точках 9 та 1.

Ентальпія в точці 1 (точка, що визначає стан холодоагенту після змішування потоків холодагенту з різних випарників) визначається наступним чином:

$$h_1 = 0,7 \cdot h_8 + 0,3 \cdot h_9. \quad (3.1)$$

REFPROP - NIST Reference Fluid Properties (DLL version 10.0)

File Edit Options Substance Calculate Plot Window Help Cautions

1: R448A [R-32/125/1234yf/134a/1234ze(E) (26/26/20/21/7)]: Specified state points (26/26/2

	Temperature (°C)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)
1	-12.948	0.18365	7.7016	398.20	1.8256	Superheated
2	82.154	1.9720	70.291	460.77	1.8256	Superheated
3	46.564	1.9720	91.833	416.41	1.6938	1.0000
4	42.000	1.9720	1014.5	264.34	1.2145	0.00000
5	37.000	1.9720	1043.2	255.92	1.1876	Subcooled
6	-10.204	0.41847	52.313	255.92	1.2152	0.31989
7	-30.897	0.18365	18.739	255.92	1.2446	0.41435
8	-6.0000	0.41847	18.195	397.75	1.7505	1.0000
9	-13.483	0.18365	7.7208	397.75	1.8239	Superheated
10	-27.000	0.18365	8.2528	386.45	1.7792	1.0000
11	-22.948	0.18365	8.0831	389.85	1.7929	Superheated

Рисунок 3.6 - Параметри в вузлових точках циклу, наведеного на рис. 3.5 зображення екрану в програмі RefProp [8] для холодоагенту R448A з РТО

REFPROP - NIST Reference Fluid Properties (DLL version 10.0)

File Edit Options Substance Calculate Plot Window Help Cautions

7: R448A [R-32/125/1234yf/134a/1234ze(E) (26/26/20/21/7)]: Specified state points (26,/26,/

	Temperature (°C)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)
1	-22,960	0,18365	8,0835	389,84	1,7929	Superheated
2	72,283	1,9720	74,502	449,31	1,7929	Superheated
3	46,564	1,9720	91,833	416,41	1,6938	1,0000
4	42,000	1,9720	1014,5	264,34	1,2145	0,00000
5	-9,9911	0,41847	47,075	264,34	1,2472	0,35818
6	-30,678	0,18365	17,320	264,34	1,2793	0,45031
7	-6,0000	0,41847	18,195	397,75	1,7505	1,0000
8	-27,000	0,18365	8,2528	386,45	1,7792	1,0000
9	-13,483	0,18365	7,7208	397,75	1,8239	Superheated
10						

Рис. 3.7 Зображення екрану в програмі RefProp [8] для холодоагенту R448A без РТО

REFPROP - NIST Reference Fluid Properties (DLL version 10.0)

File Edit Options Substance Calculate Plot Window Help Cautions

1: R449A [R-32/125/1234yf/134a (24.3/24.7/25.3/25.7)]: Specified state points (24,3/24,7/25,3/25,7)

	Temperature (°C)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)
1	-12,959	0,18375	7,7941	396,16	1,8159	Superheated
2	80,680	1,9444	70,587	457,46	1,8159	Superheated
3	46,230	1,9444	91,783	414,36	1,6875	1,0000
4	42,000	1,9444	1014,4	264,13	1,2139	0,00000
5	37,000	1,9444	1043,1	255,74	1,1871	Subcooled
6	-9,7977	0,41764	52,790	255,74	1,2140	0,32088
7	-30,471	0,18376	18,921	255,74	1,2430	0,41665
8	-6,0000	0,41764	18,379	395,72	1,7418	1,0000
9	-13,486	0,18375	7,8133	395,72	1,8142	Superheated
10	-27,000	0,18375	8,3538	384,43	1,7695	1,0000
11	-22,959	0,18375	8,1813	387,82	1,7832	Superheated

Рис. 3.8 Зображення екрану в програмі RefProp [8] для холодоагенту R449A з ПТО

REFPROP - NIST Reference Fluid Properties (DLL version 10.0)

File Edit Options Substance Calculate Plot Window Help Cautions

8: R449A [R-32/125/1234yf/134a (24.3/24.7/25.3/25.7)]: Specified state points (24,3/24,7...

	Temperature (°C)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)
1	-21,267	0,18375	8,1122	389,23	1,7888	Superheated
2	72,524	1,9444	74,088	447,98	1,7888	Superheated
3	46,230	1,9444	91,783	414,36	1,6875	1,0000
4	42,000	1,9444	1014,4	264,13	1,2139	0,00000
5	-9,5906	0,41765	47,468	264,13	1,2459	0,35961
6	-30,261	0,18376	17,480	264,13	1,2775	0,45302
7	-6,0000	0,41764	18,379	395,72	1,7418	1,0000
8	-27,000	0,18375	8,3538	384,43	1,7695	1,0000
9	-13,486	0,18375	7,8133	395,72	1,8142	Superheated
10						

Рис. 3.9 Зображення екрану в програмі RefProp [8] для холодоагенту R449A без ПТО

REFPROP - NIST Reference Fluid Properties (DLL version 10.0)

File Edit Options Substance Calculate Plot Window Help Cautions

3: R407F [R-32/125/134a (30/30/40)]: Specified state points (30,/30,/40,)

	Temperature (°C)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)
1	-13,174	0,18294	7,2938	412,19	1,8837	Superheated
2	88,597	2,0163	65,781	479,93	1,8837	Superheated
3	46,266	2,0163	89,065	427,53	1,7292	1,0000
4	42,000	2,0163	1033,8	265,19	1,2174	0,00000
5	37,000	2,0163	1062,5	256,67	1,1901	Subcooled
6	-10,258	0,42239	52,548	256,67	1,2181	0,30966
7	-31,075	0,18294	18,543	256,67	1,2481	0,40140
8	-6,0000	0,42238	17,440	411,38	1,8020	1,0000
9	-14,155	0,18294	7,3273	411,38	1,8806	Superheated
10	-27,000	0,18294	7,8083	400,70	1,8383	1,0000
11	-23,174	0,18294	7,6560	403,90	1,8512	Superheated

Рис. 3.10 Зображення екрану в програмі RefProp [8] для холодоагенту R407F з РТО

REFPROP - NIST Reference Fluid Properties (DLL version 10.0)

File Edit Options Substance Calculate Plot Window Help Cautions

9: R407F [R-32/125/134a (30/30/40)]: Specified state points (30,/30,/40,)

	Temperature (°C)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)
1	-23,179	0,18294	7,6562	403,90	1,8512	Superheated
2	78,418	2,0163	69,507	468,34	1,8512	Superheated
3	46,266	2,0163	89,065	427,53	1,7292	1,0000
4	42,000	2,0163	1033,8	265,19	1,2174	0,00000
5	-10,058	0,42239	47,295	265,19	1,2505	0,34626
6	-30,864	0,18294	17,146	265,19	1,2833	0,43551
7	-6,0000	0,42238	17,440	411,38	1,8020	1,0000
8	-27,000	0,18294	7,8083	400,70	1,8383	1,0000
9	-14,155	0,18294	7,3273	411,38	1,8806	Superheated

Рис. 3.11 Зображення екрану в програмі RefProp [8] для холодоагенту R407F без РТО

REFPROP - NIST Reference Fluid Properties (DLL version 10.0)

File Edit Options Substance Calculate Plot Window Help Cautions

5: R452A [R-32/125/1234yf (11/59/30)]: Specified state points (11,/59,/30,)

	Temperature (°C)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)
1	-12,702	0,20840	10,546	357,79	1,6549	Superheated
2	67,414	1,9994	94,802	405,11	1,6549	Superheated
3	45,247	1,9994	116,45	377,39	1,5707	1,0000
4	42,000	1,9994	1031,0	260,64	1,2020	0,00000
5	37,000	1,9994	1064,9	252,58	1,1762	Subcooled
6	-8,6897	0,45984	61,571	252,58	1,2006	0,37239
7	-29,304	0,20840	22,724	252,58	1,2269	0,48240
8	-6,0000	0,45984	24,304	357,80	1,5966	1,0000
9	-12,695	0,20840	10,546	357,80	1,6549	Superheated
10	-27,000	0,20840	11,329	346,24	1,6092	1,0000
11	-22,702	0,20840	11,078	349,71	1,6232	Superheated

Рис. 3.12 Зображення екрану в програмі RefProp [8] для холодоагенту R452A з РТО

10: R452A [R-32/125/1234yf (11/59/30)]: Specified state points (11,/59,/30,)

	Temperature (°C)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)
1	-22,702	0,20840	11,078	349,71	1,6232	Superheated
2	58,395	1,9994	101,68	394,46	1,6232	Superheated
3	45,247	1,9994	116,45	377,39	1,5707	1,0000
4	42,000	1,9994	1031,0	260,64	1,2020	0,00000
5	-8,5157	0,45984	55,115	260,64	1,2311	0,41925
6	-29,134	0,20840	20,918	260,64	1,2599	0,52601
7	-6,0000	0,45984	24,304	357,80	1,5966	1,0000
8	-27,000	0,20840	11,329	346,24	1,6092	1,0000
9	-12,695	0,20840	10,546	357,80	1,6549	Superheated
10						

Рис. 3.13 Зображення екрану в програмі RefProp[8] для холодоагенту R452A без РТО

REFPROP - NIST Reference Fluid Properties (DLL version 10.0)

File Edit Options Substance Calculate Plot Window Help Cautions

6: R417A [R-125/134a/600 (46.6/50/3.4)]: Specified state points (46,6/50/3,4)

	Temperature (°C)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)
1	-12,310	0,14043	7,2145	366,75	1,6918	Superheated
2	65,608	1,5243	72,173	416,26	1,6918	Superheated
3	44,765	1,5243	84,863	391,69	1,6169	1,0000
4	42,000	1,5243	1070,6	259,96	1,2008	0,00000
5	37,000	1,5243	1098,0	252,24	1,1761	Subcooled
6	-8,6449	0,32816	46,688	252,24	1,1993	0,37421
7	-29,449	0,14043	16,079	252,24	1,2260	0,48946
8	-6,0000	0,32816	17,418	367,49	1,6328	1,0000
9	-11,400	0,14043	7,1851	367,49	1,6947	Superheated
10	-27,000	0,14043	7,7336	354,90	1,6451	1,0000
11	-22,310	0,14043	7,5576	358,67	1,6603	Superheated

Рис. 3.14 Зображення екрану в програмі RefProp [8] для холодоагенту R417A з
PTO

REFPROP - NIST Reference Fluid Properties (DLL version 10.0)

File Edit Options Substance Calculate Plot Window Help Cautions

11: R417A [R-125/134a/600 (46.6/50/3.4)]: Specified state points (46,6/50/3,4)

	Temperature (°C)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)
1	-22,301	0,14043	7,5572	358,68	1,6603	Superheated
2	56,392	1,5243	76,885	405,74	1,6603	Superheated
3	44,765	1,5243	84,863	391,69	1,6169	1,0000
4	42,000	1,5243	1070,6	259,96	1,2008	0,00000
5	-8,4579	0,32816	41,952	259,96	1,2285	0,41721
6	-29,252	0,14042	14,869	259,96	1,2577	0,52870
7	-6,0000	0,32816	17,418	367,49	1,6328	1,0000
8	-27,000	0,14043	7,7336	354,90	1,6451	1,0000
9	-11,400	0,14043	7,1851	367,49	1,6947	Superheated
10						

Рис. 3.15 Зображення екрану в програмі RefProp [8] для холодоагенту R417A без
PTO

REFPROP - NIST Reference Fluid Properties (DLL version 10.0)

File Edit Options Substance Calculate Plot Window Help Cautions

2: R407C [R-32/125/134a (23/25/52)]: Specified state points (23,/25,/52,)

	Temperature (°C)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)
1	-12,891	0,15881	6,6138	406,81	1,8615	Superheated
2	85,576	1,8360	63,409	472,56	1,8615	Superheated
3	46,815	1,8360	83,079	425,72	1,7230	1,0000
4	42,000	1,8360	1057,5	263,68	1,2127	0,00000
5	37,000	1,8360	1084,7	255,44	1,1864	Subcooled
6	-10,436	0,37147	47,815	255,44	1,2137	0,31162
7	-31,081	0,15882	16,660	255,44	1,2432	0,40462
8	-6,0000	0,37145	15,964	406,53	1,7840	1,0000
9	-13,236	0,15881	6,6242	406,53	1,8604	Superheated
10	-27,000	0,15881	7,0798	395,26	1,8159	1,0000
11	-22,891	0,15881	6,9349	398,64	1,8295	Superheated

Рис. 3.16 Зображення екрану в програмі RefProp [8] для холодоагенту R407C з РТО

REFPROP - NIST Reference Fluid Properties (DLL version 10.0)

File Edit Options Substance Calculate Plot Window Help Cautions

1: R407C [R-32/125/134a (23/25/52)]: Specified state points (23,/25,/52,)

	Temperature (°C)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)
1	-17,378	0,15881	6,7529	403,15	1,8473	Superheated
2	81,061	1,8360	64,939	467,50	1,8473	Superheated
3	46,815	1,8360	83,079	425,72	1,7230	1,0000
4	42,000	1,8360	1057,5	263,68	1,2127	0,00000
5	-10,196	0,37147	43,121	263,68	1,2451	0,34770
6	-30,835	0,15882	15,429	263,68	1,2772	0,43843
7	-6,0000	0,37145	15,964	406,53	1,7840	1,0000
8	-27,000	0,15881	7,0798	395,26	1,8159	1,0000
9	-13,236	0,15881	6,6242	406,53	1,8604	Superheated
10						

Рис. 3.17 Зображення екрану в програмі RefProp [8] для холодоагенту R407C без РТО

Методика визначення потужності, що споживається компресором наведена нижче [17].

Питома холодопродуктивність випарника камери з температурою $+4\text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$q_{01}=h_7 - h_5.$$

Аналогічно для випарника камери з температурою $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$q_{02}=h_8 - h_6.$$

Питома адиабатна робота стиснення компресора:

$$l_a=h_2 - h_1.$$

Холодильний коефіцієнт (ідеальний):

$$\varepsilon = \frac{q_{01}+q_{02}}{l_a}$$

Коефіцієнт подачі компресора (враховує зменшення реальної подачі компресора у порівнянні з теоретичною)

$$\lambda = \lambda_i \lambda_w.$$

Коефіцієнт підігріву

$$\lambda_w = T_0/T_k$$

де T_0 й T_k - температури кипіння й конденсації, K .

Коефіцієнт об'ємних втрат у компресорі:

$$\lambda_i = \frac{(p_0 - \Delta p_{BC}) - c(p_k + \Delta p_H - p_0 + \Delta p_{BC})}{p_0},$$

де Δp_{BC} - депресія на вході в компресора, можна прийняти $\Delta p_{BC}=0,005\text{ МПа}$; Δp_H - депресія на нагнітанні, можна прийняти $\Delta p_H=0,01\text{ МПа}$; c - відносний мертвий простір у компресорі, можна прийняти $c=0,05$.

Масова витрата холодоагенту в холодильній машині

$$G = \lambda \cdot V_h \cdot \rho_1,$$

де λ - коефіцієнт подачі компресора; V_h - об'єм, що описується поршнями компресора (об'ємна продуктивність компресора – наводиться у паспортних даних компресора) ρ_1 - густина парів холодоагенту на вході в компресора (у точці 1 циклу).

В розрахунках була прийнята об'ємна продуктивність компресора з ураху-

ванням параметрів компресора, наведених у таблиці 2.4.

Холодопродуктивності Q_0 холодильної машини

$$Q_0 = G \cdot q_0$$

Так як холодильна машина має декілька випарників з різним рівнем температур, то для кожного з них холодопродуктивність розраховується окремо з урахуванням масової витрати холодоагенту через випарники.

Індикаторний ККД компресора, що враховує відмінність дійсного робочого процесу від теоретичного (ізоентропного) – відхилення процесу 1-2 на рис. 2.4 та 2.5 від абіабатного, орієнтовно для фторвуглеводневих холодоагентів можна обчислити за емпіричною формулою

$$\eta_i = \lambda_w + 0,0025 \cdot t_0,$$

Повний ККД компресора

$$\eta = \eta_i \cdot \eta_{mex} \cdot \eta_n \cdot \eta_d,$$

де η_i - індикаторний ККД компресора; η_{mex} - механічний ККД компресора, що враховує втрати, викликувані тертям; η_n - ККД передачі; η_d - ККД двигуна компресора. При наближених розрахунках можна прийняти: $\eta_{mex} = 0,8 - 0,9$; $\eta_n = 0,95$; $\eta_d = 0,95$.

Дійсна потужність, що витрачається компресором холодильної машини (кВт)

$$N_{компр} = \frac{l_a \cdot G}{\eta},$$

Дійсний холодильний коефіцієнт

$$\varepsilon_D = \frac{Q_0}{N_{компр}}.$$

3.3 Результати аналізу енергетичних характеристик роботи холодильної машини на різних холодоагентах

Результати розрахунку енергетичних характеристик роботи холодильної машини провізійних камер на двох холодоагентах наведено в таблиці 3.5 та 3.6. Розрахунки відрізняються наявністю та відсутністю генеренративного тепллооб-

мика.

Таблиця 3.5 Результати розрахунку енергетичних характеристик роботи холодильної машини провізійних камер на вибраних холодоагентах без РТО

Холодоагент	R407C	R448A	R449A	R407F	R452A	R417A
Об'ємна продуктивність компресора V_h , м ³ /с	0,0072					
Адіабатна робота стиснення l_a , кДж/кг	64,35	59,47	58,75	64,44	44,75	47,06
Питома холодопродуктивність високотемпературної камери $q_{0в}$, кДж/кг	142,85	133,41	131,59	146,19	97,16	107,53
Питома холодопродуктивність низькотемпературної камери $q_{0н}$, кДж/кг	131,58	122,11	120,3	135,51	85,6	94,94
Коефіцієнт підігріву λ_w	0,781					
Коефіцієнт об'ємних втрат у компресорі λ_i	0,436	0,482	0,49	0,467	0,543	0,466
Коефіцієнт подачі компресора λ	0,34	0,376	0,382	0,365	0,424	0,364
Індикаторний ККД компресора η_i	0,886					
Повний ККД компресора η	0,6					
Масова витрата холодоагенту G , кг/с	0,0165	0,0219	0,022	0,02	0,0338	0,0198
Дійсна потужність компресора $N_{компр}$, кВт	1,56	1,916	1,93	1,91	2,23	1,372
Масова витрата холодоагенту у випарнику високотемпературної камери $G_в$, кг/с	0,039	0,049	0,0506	0,046	0,742	0,0457
Масова витрата холодоагенту у випарнику низькотемпературної камери $G_н$, кг/с	0,0173	0,021	0,0215	0,0192	0,0322	0,019
Холодопродуктивність високотемпературної камери $Q_{0в}$, кВт	1,68	1,97	2	2,01	2,16	1,47
Холодопродуктивність низькотемпературної камери $Q_{0н}$, кВт	1,6	1,78	1,81	1,93	1,93	1,26

Холодопродуктивність повна Q_0 , кВт	3,27	3,756	3,8	3,83	4,09	2,73
Дійсний холодильний коефіцієнт ε_D	2,09	1,96	1,97	2,00	1,84	1,99
Ентальпія холодоагенту на виході з компресора, кДж/кг	467,5	449,31	447,98	468,34	394,46	405,74

У таблиці 3.5 наведено результати розрахунку енергетичних характеристик роботи суднової холодильної машини провізійних камер при використанні різних холодоагентів без застосування регенеративного теплообмінника (РТО). Порівняння виконано за однакових умов роботи компресора та однакової об'ємної продуктивності, що забезпечує коректність зіставлення отриманих результатів.

Аналіз адіабатної роботи стиснення показує, що найменші значення роботи компресора характерні для холодоагентів R452A (44,75 кДж/кг) та R417A (47,06 кДж/кг), тоді як для базового холодоагенту R407C та R407F величина адіабатної роботи є вищою і становить відповідно 64,35 та 64,44 кДж/кг. Це свідчить про сприятливіші термодинамічні умови стиснення для альтернативних сумішевих холодоагентів, однак саме по собі не гарантує підвищення загальної енергоефективності установки.

Питома холодопродуктивність у високотемпературній камері досягає найбільших значень для холодоагентів R407F (146,19 кДж/кг) та R407C (142,85 кДж/кг), що обумовлено їхніми фізико-хімічними властивостями та вищою питомою теплотою пароутворення у випарнику. Для холодоагентів R452A та R417A цей показник є помітно нижчим, що зумовлює зменшення холодопродуктивності при однаковій масовій витраті.

Аналогічна тенденція спостерігається і для низькотемпературної камери: максимальні значення питомої холодопродуктивності отримано для R407F (135,51 кДж/кг) та R407C (131,58 кДж/кг), тоді як холодоагенти R452A і R417A характеризуються значно меншими значеннями — відповідно 85,6 та 94,94 кДж/кг.

Коефіцієнт об'ємних втрат компресора змінюється в межах від 0,436 до 0,543 і є найбільшим для холодоагенту R452A, що негативно впливає на його подачу та ефективність компресора. Відповідно коефіцієнт подачі компресора для R452A є найменшим серед розглянутих холодоагентів, тоді як для R448A та R449A він досягає максимальних значень.

Масова витрата холодоагенту через компресор для альтернативних холодоагентів, зокрема R452A, є суттєво більшою порівняно з R407C, що призводить до зростання споживаної потужності компресора. Це підтверджується значеннями дійсної потужності компресора: для R452A вона досягає 2,23 кВт, що є максимальним серед усіх розглянутих варіантів, тоді як для базового холодоагенту R407C вона становить 1,56 кВт.

Холодопродуктивність високотемпературної та низькотемпературної камер у сумі забезпечує повну холодопродуктивність установки. Максимальне значення повної холодопродуктивності досягається при використанні холодоагенту R452A (4,09 кВт), однак при цьому спостерігається зростання енергоспоживання компресора, що негативно впливає на загальний холодильний коефіцієнт.

Дійсний холодильний коефіцієнт ϵ_d змінюється в межах від 1,84 до 2,09. Найвище значення отримано для холодоагенту R407C (2,09), що свідчить про найкраще співвідношення між холодопродуктивністю та споживаною потужністю компресора. Для альтернативних холодоагентів R448A, R449A та R407F значення ϵ_d є дуже близькими та не забезпечують суттєвого підвищення енергоефективності порівняно з базовим варіантом.

Таким чином, результати розрахунків показують, що перехід на альтернативні холодоагенти без використання регенеративного теплообмінника не забезпечує істотного зростання енергетичної ефективності суднової холодильної машини провізійних камер. Незважаючи на окремі переваги з точки зору зменшення адіабатної роботи стиснення або збільшення холодопродуктивності, загальний холодильний коефіцієнт залишається на рівні, близькому до базового холодоагенту R407C.

Таблиця 3.6 Результати розрахунку енергетичних характеристик роботи холодильної машини провізійних камер на вибраних холодоагентах з РТО

Холодоагент	R407C	R448A	R449A	R407F	R452A	R417A
Об'ємна продуктивність компресора V_h , м ³ /с	0,0072					
Адіабатна робота стиснення l_a , кДж/кг	65,75	62,57	61,3	67,74	44,75	47,06
Питома холодопродуктивність високотемпературної камери $q_{0в}$, кДж/кг	151,13	133,41	131,59	146,19	97,16	107,53
Питома холодопродуктивність низькотемпературної камери $q_{0н}$, кДж/кг	139,82	122,11	120,3	135,51	85,6	94,94
Коефіцієнт підігріву λ_w	0.781					
Коефіцієнт об'ємних втрат у компресорі λ_i	0,435	0,482	0,49	0,467	0,543	0,466
Коефіцієнт подачі компресора λ	0,34	0,376	0,382	0,365	0,424	0,364
Індикаторний ККД компресора η_i	0,886					
Повний ККД компресора η	0,6					
Масова витрата холодоагенту G , кг/с	0,017	0,022	0,0223	0,02	0,0338	0,0198
Дійсна потужність компресора $N_{компр}$, кВт	1,71	2,02	2,01	2,35	2,35	1,44
Масова витрата холодоагенту у випарнику високотемпературної камери $G_{в}$, кг/с	0,039	0,0493	0,051	0,046	0,074	0,046
Масова витрата холодоагенту у випарнику низькотемпературної камери $G_{н}$, кг/с	0,0185	0,021	0,0215	0,019	0,032	0,019
Холодопродуктивність високотемпературної камери $Q_{0в}$, кВт	1,77	2,097	2,125	2,128	2,34	1,58
Холодопродуктивність низькотемпературної камери $Q_{0н}$, кВт	1,81	1,9	1,93	1,93	2,11	1,36

Холодопродуктивність повна Q_0 , кВт	3,59	4,004	4,058	4,06	4,45	2,93
Дійсний холодильний коефіцієнт ε_D	2,096	1,98	2,014	2,024	1,89	2,035
Ентальпія холодоагенту на виході з компресора, кДж/кг	472,56	460,77	457,46	479,93	405,11	416,26

У таблиці 3.6 наведено результати розрахунку енергетичних характеристик роботи суднової холодильної машини провізійних камер при використанні різних холодоагентів із застосуванням регенеративного теплообмінника (РТО). Розрахунки виконані за однакових початкових умов, що дає змогу безпосередньо оцінити вплив регенерації на термодинамічні та енергетичні показники установки.

Використання РТО призводить до збільшення адіабатної роботи стиснення для всіх розглянутих холодоагентів. Для базового холодоагенту R407C значення адіабатної роботи зростає з 64,35 до 65,75 кДж/кг, а для R407F — з 64,44 до 67,74 кДж/кг. Це пояснюється підвищенням температури пари холодоагенту на вході до компресора внаслідок підрегенераційного перегріву.

Водночас застосування РТО забезпечує зростання питомої холодопродуктивності як у високотемпературній, так і в низькотемпературній камерах. Для R407C питома холодопродуктивність високотемпературної камери зростає з 142,85 до 151,13 кДж/кг, а для низькотемпературної — з 131,58 до 139,82 кДж/кг. Аналогічна тенденція спостерігається і для інших холодоагентів, що свідчить про ефективне використання теплоти рідкого холодоагенту після конденсатора.

Коефіцієнти об'ємних втрат і подачі компресора при застосуванні РТО практично не змінюються порівняно з варіантом без регенерації, оскільки вони визначаються переважно конструктивними характеристиками компресора та фізичними властивостями холодоагенту. Водночас збільшення ентальпії холодоагенту на вході до компресора зумовлює зростання дійсної потужності компресора. Так, для

R407C потужність компресора зростає з 1,56 до 1,71 кВт, а для R452A — з 2,23 до 2,55 кВт.

Завдяки зростанню питомої холодопродуктивності повна холодопродуктивність установки суттєво збільшується для всіх холодоагентів. Для базового холодоагенту R407C повна холодопродуктивність зростає з 3,27 до 3,59 кВт, а для R449A — з 3,8 до 4,058 кВт. Максимальне значення повної холодопродуктивності досягається для холодоагенту R452A і становить 4,45 кВт, однак воно супроводжується найбільшими витратами потужності на стиснення.

Аналіз дійсного холодильного коефіцієнта ϵ_d показує, що застосування РТО не призводить до істотного зростання енергоефективності установки. Значення ϵ_d для R407C зменшується з 2,09 до 2,096 (практично без змін), тоді як для R407F воно знижується з 2,00 до 2,024. Для більшості альтернативних холодоагентів зміна холодильного коефіцієнта перебуває в межах похибки розрахунків і не перевищує 3–5 %.

Зростання ентальпії холодоагенту на виході з компресора при використанні РТО (наприклад, для R407C — з 467,5 до 472,56 кДж/кг) підтверджує збільшення теплового навантаження на конденсатор, що може потребувати підвищеної витрати охолоджувальної води або збільшення площі теплообмінної поверхні.

Таким чином, результати розрахунків показують, що застосування регенеративного теплообмінника у судновій холодильній машині провізійних камер призводить до зростання холодопродуктивності, однак супроводжується підвищенням роботи стиснення та споживаної потужності компресора. У підсумку загальний холодильний коефіцієнт змінюється незначно, що свідчить про обмежену доцільність використання РТО з точки зору підвищення енергоефективності для розглянутої схеми та режимів роботи.

3.4 Висновок щодо вибору раціонального холодоагенту холодильної машини провізійних камер

На основі виконаного порівняльного аналізу енергетичних характеристик роботи суднової холодильної машини провізійних камер на різних холодоагентах, як без застосування регенеративного теплообмінника, так і з його використанням, встановлено таке.

Базовий холодоагент R407C забезпечує найвище значення дійсного холодильного коефіцієнта серед усіх розглянутих варіантів як у схемі без РТО, так і при його застосуванні. Це свідчить про найбільш сприятливе співвідношення між холодопродуктивністю установки та споживаною потужністю компресора. При цьому значення адиабатної роботи стиснення та дійсної потужності компресора для R407C є одними з найнижчих, що позитивно впливає на енергоспоживання та експлуатаційні витрати судна.

Альтернативні холодоагенти R448A, R449A та R407F демонструють енергетичні показники, близькі до базового холодоагенту, однак не забезпечують помітного підвищення холодильного коефіцієнта. Їх застосування супроводжується зростанням масової витрати холодоагенту та, відповідно, підвищенням навантаження на компресор, що нівелює окремі термодинамічні переваги.

Холодоагент R452A, незважаючи на досягнення найбільшої повної холодопродуктивності установки, характеризується найбільшими значеннями масової витрати холодоагенту та споживаної потужності компресора, а також зниженим холодильним коефіцієнтом. Це робить його застосування енергетично менш доцільним для суднових холодильних машин провізійних камер за розглянутих умов.

Застосування регенеративного теплообмінника для всіх холодоагентів призводить до зростання холодопродуктивності, однак одночасно викликає підвищення роботи стиснення та потужності компресора. У результаті загальний холодильний коефіцієнт змінюється незначно, що свідчить про відсутність суттєвого енергетичного ефекту від ускладнення схеми.

Таким чином, за результатами виконаного аналізу рекомендованим холодоагентом для суднової холодильної машини провізійних камер є R40F, оскільки він забезпечує найкращі показники енергоефективності, стабільну роботу компресора та не потребує конструктивних змін обладнання. Цей холодагент є недорогим, на відміну від R448A, R449A, та характеризується меншим показником глобального потеплення, ніж R40C.

4 РОЗРОБКА ПРОЦЕДУРИ РЕТРОФІТУ ПРИ ПЕРЕВЕДЕННІ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ НА АЛЬТЕРНАТИВНИЙ ХОЛОДОАГЕНТ

4.1 Ретрофіт охолоджувального обладнання

Ретрофіт охолоджувального обладнання – це процес технічної та технологічної модернізації існуючих систем охолодження та кондиціонування повітря, спрямований на підвищення їхньої ефективності, продовження строку служби та, головним чином, забезпечення відповідності чинному законодавству щодо захисту клімату та озонового шару. Основна мотивація ретрофітів – перехід на більш екологічно чисті холодоагенти (особливо у зв'язку з регулюванням F-газів), зменшення споживання енергії та експлуатаційних витрат, а також одночасне підвищення безпеки та стійкості обладнання.

Ретрофіт є важливим в промислових, транспортних та комерційних застосуваннях, де необхідна надійна робота в екстремальних умовах та дотримання суворих міжнародних норм (наприклад, ІМО або EU). Успішний ретрофіт вимагає глибоких знань технічних, законодавчих та економічних аспектів і часто передбачає ретельний аналіз всієї системи.

Головними законодавчими чинниками, що регулюють норми холодоагентів а також дотримання цих норм є:

- **Протокол Монреаль (1987):** поетапне виведення з експлуатації CFC та HCFC (R22) задля захисту озонового шару.

- **Регламент (EU) 517/2014 та 2024/573:** скорочення обігу F-газів, обмеження ГВП, обов'язкове сертифікування персоналу, ведення журналів та перевірка герметичності.

- **Декрет 243/2023 Sb. (Чехія):** вимагає реєстрації обладнання, журналів технічного обслуговування, утилізації холодоагенту, підготовки та сертифікації техніків.

Оновлення за регламентом 2024/573:

- З 2025 року межа ГВП = 150 для автономних систем охолодження

- Обов'язок використання природних холодоагентів, коли синтетичні не є безпечними або недоступними

- Розширені вимоги щодо ведення сервісних записів та документації технічних дій

Наслідки для операторів:

- Невідповідність призводить до суттєвих штрафів
- Регулярні перевірки герметичності, ведення журналів та навчання персоналу – обов'язкові

Типи ретрофітів холодильних систем

Простий ретрофіт

Цей вид модернізації передбачає мінімальне втручання у конструкцію системи та спрямований на адаптацію обладнання до нового холодоагенту. Зазвичай він включає:

- повну або часткову заміну холодоагенту на альтернативний, який відповідає сучасним екологічним стандартам;
- заміну або корекцію мастила для сумісності з новою робочою речовиною, з урахуванням його властивостей, та забезпечення стабільної циркуляції масла;
- заміну базових сервісних компонентів, таких як фільтри-осушувачі, ущільнювачі, терморегулюючі клапани, а також перевірку герметичності системи.

Простий ретрофіт зазвичай застосовується в комерційних та середньотемпературних системах, де конструктивно система сумісна з новими холодоагентами, і немає необхідності змінювати компресор або теплообмінники. Його головні переваги — відносно низька вартість, швидкість виконання та мінімальне втручання у роботу обладнання, при цьому він дозволяє продовжити термін служби системи та знизити енергоспоживання.

Комплексний ретрофіт

Комплексний або повний ретрофіт передбачає значну модернізацію системи та використовується, коли простий перехід на новий холодоагент неможливий через конструктивні або експлуатаційні обмеження. У такому випадку заміні підлягають ключові механічні та функціональні компоненти:

- компресор, якщо його характеристики не відповідають робочим тискам або температурі нового холодоагенту;
- теплообмінники, що забезпечують необхідну продуктивність та ефективність, оскільки деякі альтернативні агенти мають інший теплообмінний потенціал;
- клапани, ТРВ або соленоїдні клапани, якщо вони не можуть стабільно працювати в нових термодинамічних умовах;
- модернізація вимірювальних та керуючих систем: датчиків тиску, температури, реле перегріву, систем автоматичного контролю, що дозволяє точніше налаштувати режим роботи після переходу на альтернативний холодоагент.

Комплексний ретрофіт зазвичай застосовується у промислових системах, великих чиллерах або холодогенераторах, де простий ретрофіт недостатній для забезпечення стабільної роботи та ефективності. Він дозволяє повністю адаптувати систему до нових холодоагентів, підвищити надійність, збільшити ресурс обладнання та відповідність сучасним енергетичним і екологічним нормам, проте є більш затратним і потребує тривалішого часу виконання.

Переваги ретрофіту холодильного обладнання

1. Подовження строку служби обладнання

Ретрофіт дозволяє продовжити термін експлуатації холодильних машин без повної заміни агрегатів. Це досягається завдяки модернізації ключових компонентів системи: заміні холодоагенту, оновленню мастила на сумісне, перевірці та, за необхідності, заміні ТРВ, фільтрів-осушувачів, ущільнювачів та регулюючих елементів. Такі заходи зменшують ризик передчасного зносу компресора, корозії теплообмінників і деградації масла. Практика показує, що після ретрофіту холодильні установки можуть стабільно працювати ще 8–12 років, а іноді — до 15 років.

2. Забезпечення відповідності законодавству

Ретрофіт дозволяє відповідати сучасним екологічним стандартам та законодавчим вимогам щодо фторвмісних газів. Наприклад, Регламент ЄС №517/2014 обмежує використання холодоагентів із високим GWP та поступово виводить з експлуатації HCFC і HFC з високим потенціалом глобального потепління. Перехід на альтернативні холодоагенти з низьким GWP (R448A, R449A) через ретрофіт

забезпечує законну експлуатацію системи, а також мінімізує ризик штрафів і адміністративних санкцій. Крім того, відповідність нормативним стандартам підвищує репутацію підприємства та забезпечує можливість участі у тендерах, де екологічні вимоги є обов'язковими.

3. Зниження експлуатаційних витрат та ризику аварій

Модернізація обладнання через ретрофіт дозволяє оптимізувати роботу компресора та теплообмінників під новий холодоагент. Використання сучасних сумішей та сумісного мастила забезпечує стабільну циркуляцію масла, зменшує перегрів компресора та ризик засмічення контурів. В результаті знижується ймовірність аварійних ситуацій, таких як витіки холодоагенту, підвищення тиску у конденсаторі або вихід компресора з ладу. Одночасно оптимізується енергоефективність системи: зменшуються витрати електроенергії на 5–12 % в комерційних чиллерах і до 8–10 % у промислових установках. Це дозволяє скоротити експлуатаційні витрати та збільшити економічну ефективність обладнання протягом усього подовженого терміну служби.

4.2 Процедури ретрофіту холодильного обладнання

Одним із ключових етапів є оцінка сумісності нового холодоагенту з матеріалами системи. Більшість альтернативних сумішей мають різну хімічну активність, тому можуть впливати, взаємодіяти та руйнувати ущільнювачі, трубопроводи чи сенсори. Значну увагу приділяють мастилу та циркуляції масла. Якщо старий холодоагент працював із мінеральним або алкілбензольним мастилом, то новий, як правило, потребує поліефірного (POE). Неправильна комбінація може призвести до розшарування мастила, погіршення його в'язкості та нестабільного повернення масла до компресора. Деякі холодоагенти краще розчиняють мастило, інші навпаки зменшують його розчинність, що впливає на повернення до компресора. Тому в процесі ретрофіту проводять часткову або повну заміну мастила, промивання системи, очищення контурів та встановлення нового фільтра-осушувача, оскільки поліефірні мастила більш гігроскопічні й потребують кращо-

го осушення.

Далі виконується перевірка теплообмінників. Через інші характеристики теплопередачі та об'ємної холодопродуктивності система може працювати з відмінною швидкістю потоку і температурними різницями. Це впливає на стабільність кипіння у випарнику, тиск конденсації й загальну енергоефективність. За необхідності коригуються параметри автоматики, датчиків тиску, реле високого та низького тиску.

Після технічних підготовчих дій проводять вакуумування, заповнення системи новим холодоагентом у кількості, розрахованій з урахуванням його густини та масових витрат. Під час пуску налагодження контролюють тиск, температуру нагнітання, перегрів і продуктивність. Далі оцінюють споживання електроенергії, стабільність роботи в режимах часткового та повного навантаження. Лише після цього ретрофіт вважають завершеним, а систему допускають до регулярної експлуатації.

Сучасна практика ретрофіту холодильних систем формується під впливом нормативних обмежень і технологічного розвитку. Найбільший вплив на галузь має регламент ЄС [2] щодо фторованих газів, який обмежує використання холодоагентів з високим показником GWP і забороняє HCFC-з'єднання на основі R22. У зв'язку з цим промисловість активно переходить на HFC-, HFO- та змішані холодоагенти зі значно нижчим потенціалом глобального потепління. Ретрофіт при цьому став стандартною процедурою продовження ресурсу обладнання без повної заміни агрегатів.

На практиці найпоширенішими є переходи з R22 на HFC-суміші, зокрема R407C, R422D, R438A та інші аналоги. Дані ASHRAE [3] та рекомендації Bitzer [4] вказують, що R407C є найближчим за робочими параметрами до R22, що робить його одним із головних варіантів ретрофіту в системах кондиціонування та середньотемпературного холоду.

У транспортних холодильних установках набув поширення перехід з R404A на R452A. Thermo King у своїх рекомендаціях [5] зазначає, що такий ретрофіт дозволяє зберегти продуктивність при низьких температурах і водночас зменшити

GWP майже на 50 %. Практика транспортних компаній підтверджує, що після переходу на R452A системи працюють стабільно, не потребуючи заміни компресора, а технічні роботи зазвичай обмежуються очищенням системи, заміною фільтра-осушувача та переналаштуванням ТРВ.

Значну роль у формуванні сучасної практики відіграє інструментальна діагностика. Досвід сервісних компаній, описаний у технічних бюлетенях Danfoss [6], показує, що під час ретрофіту дедалі частіше застосовуються електронні ТРВ, цифрові датчики тиску, портативні рефрактометри для аналізу стану мастила та прилади для моніторингу перегріву в режимі реального часу. Це дозволяє мінімізувати ризики неправильного налаштування системи після введення нового холодоагенту, забезпечити стабільність процесу кипіння та зменшити імовірність гідравлічних ударів.

Таким чином, поточна практика ретрофіту охоплює широкий спектр рішень — від переходів на сумісні HFC-суміші у старих R22-системах до використання сучасних HFO-холодоагентів у високоефективних промислових установках. Виробники обладнання й холодоагентів надають детальні рекомендації, що стали фактично стандартом галузі. Накопичений досвід демонструє, що при правильному виконанні ретрофіт дозволяє забезпечити стабільну роботу системи, зменшення енергоспоживання та продовження терміну служби обладнання без повної реконструкції, що є особливо важливим у контексті сучасних екологічних вимог.

ВИСНОВКИ

У процесі виконання даної роботи було розглянуто судову холодильну установку провізійних камер судна SOLAR KAREN як складову частину загальної енергетичної системи судна, робота якої безпосередньо впливає на паливну економічність і екологічні показники експлуатації. На відміну від берегових холодильних систем, судові установки працюють в умовах обмежених енергетичних ресурсів, змінних кліматичних навантажень та підвищених вимог до надійності. Будь-яке збільшення споживаної потужності холодильного обладнання призводить до додаткового навантаження на дизель-генераторні установки, а отже — до зростання витрати палива та супутніх викидів продуктів згоряння.

Холодильна система провізійних камер не належить до найбільш енергоємних споживачів на судні, проте вона працює практично безперервно протягом рейсу. Саме ця особливість робить навіть незначні зміни в її енергетичних характеристиках важливими з точки зору сумарного балансу енергоспоживання. У зв'язку з цим оптимізація роботи холодильної машини повинна розглядатися не ізольовано, а в контексті всієї судової енергосистеми, де кожен додатковий кіловат встановленої або споживаної потужності має пряме економічне та екологічне відображення.

Ключовим напрямом підвищення економічності судових холодильних установок на сучасному етапі є перехід на альтернативні холодоагенти. Такий перехід зумовлений не лише прагненням до покращення термодинамічних показників холодильного циклу, але насамперед необхідністю дотримання чинних міжнародних екологічних вимог.

У цьому контексті альтернативні холодоагенти розглядаються як компромісне рішення, яке повинно забезпечити прийнятний рівень енергоефективності без погіршення надійності роботи установки та без суттєвого ускладнення її конструкції. Для судових умов це має особливе значення, оскільки складні або малопоширені технічні рішення часто супроводжуються підвищеними експлуатаційними ризиками, проблемами з сервісним обслуговуванням та збільшенням часу простою обладнання.

Подальший аналіз було зосереджено на порівнянні характеристик альтернативних холодоагентів R448A, R449A, R407F, R452A та R417A з холодоагентом R407C, який вже використовується в досліджуваній холодильній установці провізійних камер. Особливу увагу було приділено оцінці холодопродуктивності, холодильного коефіцієнта, споживаної потужності компресора, а також екологічних показників GWP та ODP.

Подальше порівняння альтернативних холодоагентів виконувалося з урахуванням того, що базовим робочим тілом у досліджуваній холодильній установці провізійних камер є R407C. Тому основним критерієм оцінки була не абсолютна величина окремих параметрів, а порівняння робочих характеристик альтернативних холодоагентів до того, що вже використовується на практиці.

Результати розрахунків показують, що дійсний холодильний коефіцієнт холодоагентів R448A, R449A, R407F, R452A та R417A в умовах заданої конфігурації циклу є дуже близькими та знаходиться на рівні, дуже близькому до значень, отриманих для R407C.

У той же час більш детальний аналіз термодинамічних параметрів показує, що найбільш близькими за своїми характеристиками до R407C є холодоагенти R407F та R417A. Для них спостерігається подібний рівень тисків у характерних точках циклу, близькі значення температур кипіння та конденсації, а також схожий характер зміни ентальпії. Саме ця обставина робить R407F і R417A найбільш привабливими з точки зору можливості їх використання в існуючій холодильній установці без суттєвих змін у конструкції компресора, теплообмінників і трубопроводної обв'язки.

Порівняння екологічних показників також має важливе значення для судових холодильних систем. Усі розглянуті альтернативні холодоагенти характеризуються нульовим озоноруйнівним потенціалом ($ODP = 0$), що відповідає сучасним міжнародним вимогам щодо захисту озонового шару. Разом з тим значення потенціалу глобального потепління (GWP) для них суттєво відрізняються. У порівнянні з R407C, який має досить високий показник GWP, такі холодоагенти, як

R448A та R449A які демонструють зниження цього показника, що позитивно впливає на екологічний профіль судна.

Водночас R407F та R417A, залишаючись достатньо близькими за термодинамічними властивостями до базового холодоагенту, забезпечують прийнятний компроміс між екологічними вимогами та експлуатаційною сумісністю.

Таким чином, за результатами виконаного аналізу рекомендованим холодоагентом для суднової холодильної машини провізійних камер є R40F, оскільки він забезпечує найкращі показники енергоефективності, стабільну роботу компресора та не потребує конструктивних змін обладнання. Цей холодагент є недорогим, на відміну від R448A, R449A, та характеризується меншим показником глобального потеплення, ніж R40C.

Особливу увагу в роботі було приділено аналізу споживаної потужності компресора при використанні різних холодоагентів. Цей параметр є одним із дуже важливих для суднових умов експлуатації, оскільки він безпосередньо впливає на навантаження суднових дизель-генераторів і, відповідно, на витрату палива.

Зменшення необхідної потужності компресора означає зниження споживаної електричної енергії, що в масштабах суднової енергосистеми призводить до зменшення добової витрати палива. Навіть якщо абсолютна різниця в паливній витраті є відносно невеликою, упродовж тривалого рейсу або протягом усього строку експлуатації судна вона набуває практичного значення. Таким чином, вибір холодоагенту з меншими вимогами до потужності компресора може розглядатися як один із реальних шляхів підвищення загальної економічності суднової холодильної установки провізійних камер.

Разом з тим результати розрахунків підтверджують, що перехід на альтернативні холодоагенти не слід розглядати виключно як засіб підвищення холодильного коефіцієнта. У більшості проаналізованих випадків значення холодильного коефіцієнта залишається близьким, хоча і нижчим у порівнянні з R407C. Це підтверджує, що основною мотивацією для зміни робочого тіла в суднових холодильних системах є не максимізація термодинамічних показників, а зменшення впливу на екологію.

При оцінці можливостей подальшої оптимізації роботи суднової холодильно-го установки провізійних камер у межах виконаних розрахунків було також розглянуто вплив включення регенеративного теплообмінника в холодильний контур. Застосування РТО традиційно розглядається як один зі способів підвищення енергоефективності холодильних машин за рахунок попереднього переохолодження рідкого холодоагенту та одночасного перегріву пари перед компресором. Однак ефективність такого рішення суттєво залежить від конфігурації циклу, властивостей холодоагенту та реальних умов експлуатації, що є особливо актуальним для судових систем.

Результати розрахунків показують, що для заданої схеми холодильного циклу з використанням альтернативних холодоагентів включення регенеративного теплообмінника не призводить до відчутного зростання холодильного коефіцієнта. У більшості розрахункових випадків значення холодильного коефіцієнта зростає приблизно на 1%. Така зміна знаходиться в межах незначних відхилень і не може розглядатися як суттєва з точки зору практичної експлуатації суднової холодильної установки.

Разом з тим застосування РТО впливає на інший важливий параметр — споживану потужність компресора. Згідно з отриманими результатами, у всіх розглянутих випадках використання регенеративного теплообмінника призводить до збільшення необхідної потужності компресора приблизно на 5–10% залежно від типу холодоагенту. Це пояснюється зміною параметрів холодоагенту в характерних точках циклу, а також додатковими втратами тиску, які виникають при проходженні холодоагенту через теплообмінник.

Окремої уваги заслуговує питання гідравлічного опору холодильного контуру при встановленні регенеративного теплообмінника. Додатковий теплообмінний апарат, як було зазначено, спричиняє втрати тиску як у рідині так і в парових лініях. Для судових холодильних установок, де стабільність режимів роботи та мінімізація втрат є критично важливими, збільшення гідравлічного опору є суттєвим недоліком. Ускладнення схеми також підвищує вимоги до герметичності системи та надійності з'єднань, що є небажаним з точки зору експлуатації.

Таким чином, при розглянутій конфігурації холодильного циклу використання регенеративного теплообмінника не є раціональним через відсутністю відчутного енергетичного виграшу. Це пояснює що в оригінальній схемі суднової холодильної установки регенеративний теплообмінник не передбачений.

Узагальнюючи результати виконаних розрахунків і аналітичних досліджень, можна стверджувати, що стратегія модернізації суднової холодильної установки повинна ґрунтуватися на комплексній оцінці холодоагенту, його термодинамічних характеристик та екологічних властивостей, а не на часткових змінах елементів циклу, які не дають суттєвої економічної вигоди. Впровадження сучасних альтернативних холодоагентів у поєднанні з раціональною експлуатацією забезпечує найбільш збалансоване співвідношення ефективності, економії енергії та екологічної безпеки, що є основним критерієм при модернізації суднових холодильних систем у реальних умовах експлуатації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. – International Maritime Organization (IMO): Ozone-depleting substances (ODS) – Regulation 12 <https://www.imo.org/en/OurWork/Environment/Pages/Ozone-depleting-substances-%28ODS%29-%E2%80%93-Regulation-12.aspx>
2. EU F-gas Regulation Guidance Information Sheet 31: Marine Refrigeration and AiRConditioning. Gluckmann Consulting. 2016 <http://www.gluckmanconsulting.com/wp-content/uploads/2014/12/IS-31-Marine-Applications.pdf> (дата звернення: 17.11.2024)
3. ASHRAE Handbook. Refrigeration. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineering, Inc. Atlanta: 2019.
4. Bitzer Refrigerant Report, Version 21.
5. Thermo King. R452A Retrofit Guidelines for Transport Refrigeration.
6. Danfoss Refrigerant Transition Guidelines
7. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови морських суден. Київ: Регістр судноплавства України, чинна редакція. Доступ: <https://shipregister.ua>
8. CSE-MAN B&W 6G50ME-C9.6-HPSCR Ship manual
9. ANSI/ASHRAE 26-2010 (R2020) Mechanical Refrigeration and Air-Conditioning Installations Aboard Ship
10. REFPROP: Reference fluid thermodynamic and transport properties, NIST standard reference database 23, Version 8.0 / E. W. Lemmon, M. L. Huber, M. O. McLinden. - Gaithersburg: National Institute of Standard and Technology, 2007
11. DNV GL AS. Rules for classification. Ships. Edition July 2019. Part 6 Additional class notations. Chapter 7 Environmental protection *and* pollution control
12. REFPROP: Reference fluid thermodynamic and transport properties, NIST standard reference database 23, Version 8.0 / E. W. Lemmon, M. L. Huber, M. O. McLinden. - Gaithersburg: National Institute of Standard and Technology, 2007
13. DNV GL AS. Rules for classification. Ships. Edition July 2019. Part 6 Additional class notations. Chapter 7 Environmental protection *and* pollution control

14. Rules for the classification and construction of sea-going ships Part XII Refrigerating Plants ND No. 2-020101-138-E. 2021
15. Стандартні холодильні машини. Рішення для комерційних та промислових холодильних систем. Версія 2. Danfoss1. <https://www.danfoss.com/uk-ua/products/dcs/> (дата звернення: 1.12.2024)
16. Шестопалов К.О., Хлієва О.Я., Козьмініх М.А. Суднова холодильна техніка: методичні вказівки до практ. занять. Одеса:НУ«ОМА», 2024. 30 с.
17. A handbook for engineers, technicians, trainers and policy-makers - For a climate-friendly cooling. Guidelines for the safe use. Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH. 2012.
18. Resolution MEPC.364(79) 2022 Guidelines on the Methods of Calculation of the Attained Energy Efficiency Design Index (EEDI) for New Ships
19. MARPOL Annex VI. Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships. Chapter 4 - Regulations on Energy Efficiency for Ships. Regulation 24 - Required EEDI
20. Правила запобігання забрудненню з суден Регістра судноплавства України. 2020. 237 с.
21. Сагін С.В., Колегаєв М.О., Парменова Д.Г. Методичні вказівки для виконання дипломної роботи магістра. Одеса: НУ ОМА. 2023.