

Міністерство освіти і науки України
Національний університет "Одеська морська академія"

Кафедра суднових допоміжних установок і холодильної техніки

ДИПЛОМНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему: Підвищення екологічної безпеки та надійності рефрижераторних контейнерів під час знаходження на судні

Курсанта ННІ Інженерії **Константинова Олександра Олеговича**

Керівник: к.т.н., професор кафедри СДУ і ХТ **Козьмініх М. А.**

Нормоконтроль

Алексей к.т.н., доц. Парментаев А.Т.

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

Рекомендовано до захисту в ЕК, протокол № 6 від 16 12 2025р.

Завідувач кафедри СДУ і ХТ

д.т.н., професор

ДОПУЩЕНИЙ ДО ЗАХИСТУ
ЗАВІДУЮЧИЙ КАФЕДРОЮ
О.Я.Хліва

Роботу заслухано на засіданні кафедри суднових енергетичних установок.

Рекомендовано до захисту в ЕК, протокол № 9 від 19 12 2025р.

Завідувач випускової кафедри СЕУ

д.т.н., професор

С.В.Сагін С.В.Сагін

Рецензент

С.В.Сагін Сагін С.В.
(підпис, ПІБ, дата)

Рецензент

Алексей Алексеев А.Т.
(підпис, ПІБ, дата)

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, професор,  Сагін С.В.
«10»  2025 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання дипломної роботи магістра

Курсант (студент) ННІІ **Константинов Олександр Олегович**

1. Тема дипломної роботи: **Підвищення екологічної безпеки та надійності рефрижераторних контейнерів під час знаходження на судні.**

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

2. Об'єкт дослідження - Холодильне обладнання рефрижераторних контейнерів.

3. Предмет дослідження – екологічна безпека та надійності рефрижераторних контейнерів.

4. Обсяг пояснювальної записки: до 90 с.

5. Структура пояснювальної записки дипломної роботи: Вступ, вибір об'єкту для дослідження, огляд сучасного стану питання використання холодильного обладнання в рефрижераторних контейнерах на морських судах, вибір енергетичного обладнання та визначення його ефективності в залежності від типу судна, аналіз впливу використаного холодоагенту на ефективність холодильного обладнання, висновки.

6. Зміст основної частини пояснювальної записки (перелік питань, що підлягають розробці) - Вступ, визначення енергетичної ефективності суднового обладнання, аналіз поширених схем холодильних установок рефрижераторних контейнерів, визначення експлуатаційних показників елементів холодильної установки, рекомендації з підвищення ефективності холодильних установок з урахуванням умов експлуатації.

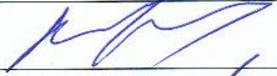
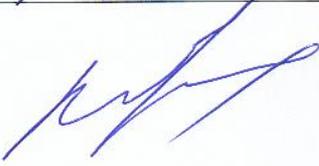
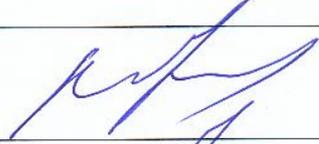
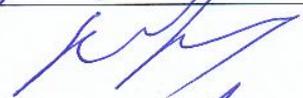
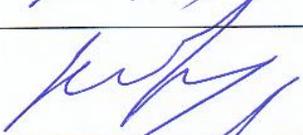
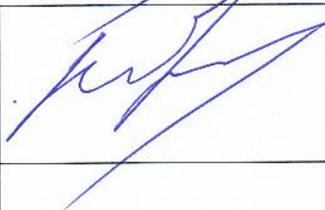
7. Перелік графічного матеріалу: 10 -12 слайдів що допомагають розкрити зміст роботи.

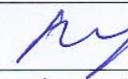
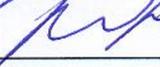
Робота повинна бути виконана відповідно до «Методичних вказівок для виконання дипломної роботи магістра», затверджених Вченою радою ННІ 27.06.2023, протокол № 11.

8. Консультанти:

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

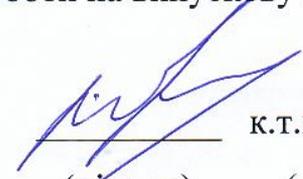
9. Календарний план виконання роботи

№ з/п	Назва етапу дипломної роботи	Відмітка керівника про виконання етапу (дата, підпис)
1	Вибір об'єкту для дослідження	
2	Сучасний стан питання використання холодильного обладнання в транспортних холодильних установках з урахуванням необхідності підвищення його надійності та екологічної безпеки.	
3	Вибір енергетичного обладнання та визначення його ефективності в залежності від типу системи	
4	Вибір конфігурації схеми холодильної установки транспортного рефрижераторного контейнеру.	
5	Аналіз впливу типу холодильного агенту на ефективність системи охолодження.	
5	Основні показники надійності холодильної установки суднової системи охолодження рефрижераторного контейнеру.	
6	Шляхи підвищення надійності та ефективності холодильної установки системи охолодження рефрижераторного контейнеру.	

7	Висновки	
8	Оформлення пояснювальної записки	
9	Підготовка презентації та доповіді	

10. Дата видачі завдання 27 вересня 2025 р.

Термін подання дипломної роботи на випускову кафедру _____

Керівник дипломної роботи  к.т.н., професор Миколай
(підпис) (вчене звання, посада,

Виконавець дипломної роботи  Олександр Констан
(підпис) (П.І.Б.)

Виконавець дипломної роботи _____
(підпис)

Олександр Константинов
(П.І.Б.)

АНОТАЦІЯ

Дипломна робота магістра «Підвищення екологічної безпеки та надійності рефрижераторних контейнерів під час знаходження на судні» містить 83 сторінок, 18 рисунків, 7 таблиць, 23 джерел літератури.

Наведено опис судна-прототипу, розраховано основні складові енергетичної установки.

Проведено порівняльний аналіз систем рефрижераторних контейнерів та визначення шляхів надійності обладнання рефрижераторних контейнерів.

Також у роботі проведений порівняльний аналіз найбільш поширених холодоагентів що застосовуються в транспортних холодильних установках з урахуванням як їх відповідності діючим міжнародним нормативним актам, так і експлуатаційним енерговитратам в залежності від призначення та режиму роботи холодильної установки.

Наведені загальні рекомендації що до вибору холодоагенту відповідно до названих чинників. Зроблено висновок про доцільність використання установок каскадного типу.

Ключові слова: ГОЛОВНИЙ ДВИГУН, РЕФРИЖЕРАТОРНІ КОНТЕЙНЕРИ, ЕНЕРГЕТИЧНІ ПОКАЗНИКИ, СУДНОВА ХОЛОДИЛЬНА УСТАНОВКА, АНАЛІЗ, ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ ХОЛОДОАГЕНТ.

ABSTRACT

Master's degree thesis " Improving the environmental safety and reliability of reefer containers while on board a ship " contains 83 pages, 18 drawings, 7 tables, 23 sources of literature.

The description of the ship is a prototype, the main components of the power plant are calculated.

A comparative analysis refrigerated containers dydtemd and determination of reliability ways of refrigerating containers equipment are carried out.

In this work a comparative analysis of the most common refrigerants used in transport refrigeration units is carried out, taking into account both their compliance with current international regulations and operational energy costs, depending on the purpose and mode of operation of the refrigeration unit.

General recommendations are given as to the choice of refrigerant according to the above factors.

Key words: MAIN ENGINE, REFRIGERANT AGENT, ENERGY INDICATORS, MARINE REFRIGERATOR PLANT, ANALYSIS, ENERGY EFFICIENCY, REFRIGERATOR CONTAINERS.

ЗМІСТ

СПИСОК СКОРОЧЕНЬ **Error! Bookmark not defined.**ВСТУП⁹

1 ВИБІР ОБ'ЄКТУ ДОСЛІДЖЕННЯ12

2 ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ГОЛОВНОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ
УСТАНОВКИ.....20**Error! Bookmark not defined.****Error! Bookmark not defined.**3 ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СУДНА **Error! Bookmark not defined.**3.1 Розрахунок конструктивного коефіцієнту екологічної енергоефективності
судна 243.2 Розрахунок економії енергії²⁹

3.3 Розрахунок економії енергії на рух судна.....30

4 РОЗРОБКА ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ РЕФРИЖЕРАТОРНОГО
КОНТЕЙНЕРУ.304.1 Аналіз схем охолодження рефконтейнерів³⁰

4.2 Вибір конфігурації схеми холодильної установки рефрижератора.44

4.3 Аналіз ефективності використання холодильних агентів в холодильному
обладнанні рефрижераторних контейнерів.....485 АНАЛІЗ НАДІЙНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ⁵⁴5.1 Основні показники надійності холодильної установки рефрижераторного
контейнеру⁵⁴5.2. Цикл роботи холодильної установки рефрижераторного контейнера.⁵⁹5.3 Шляхи підвищення надійності холодильного обладнання рефрижераторного
контейнеру.⁶⁰5.4 Оцінка ризику аварій холодильної установки рефрижераторного
контейнеру.....675.5. Рекомендації по підвищенню надійності холодильної установки
рефрижераторного контейнеру.

5.6. Застосування спіральних компресорів в комплексі холодильної машини
рефконтейнеру⁷¹

ВИСНОВОК.....79

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....81

СПИСОК СКОРОЧЕНЬ

СХУ	– суднова холодильна установка;
ГХФВ	– гідрохлорфторвуглевод;
ЗЗО	– загальний зміст озону;
ХФВ	– хлорфторвуглевод;
ГФВ	– гідрофторвуглеводні;
ХУ	– холодильна установка;
ДВЗ	– двигун внутрішнього сгорання;
СЕУ	– суднова енергетична установка;
ГТУ	– газотурбінна установка;
ПТУ	– паротурбінна установка;
СДУ	– судові допоміжні установки;
ККД	– коефіцієнт корисної дії;
СОД	– середньо-оборотний двигун;
МОД	– мало-обротний двигун;
ЕКРЕ	– критерії енергетичної ефективності;
GWP	– Global Warming Potential (Потенціал Глобального потепління);
ODP	– Ozone Depletion Potential (Потенціал Руйнування озонового шару);
ISM	– International Safety Management;
СОЛАС	– International Convention for the Safety of Life at Sea;
ОСПЗ	– Міжнародний кодекс з охорони суден та портових засобів;
ІМО	– International Maritime Organization;
МОП	– Міжнародна Організація Праці;
КБМ	– кабінет безпеки на морі.

ВСТУП

Морський контейнер-холодильник - тара багаторазового використання, що складається з ізотермічного контейнера і холодильного (або опалювального) агрегату. Він призначений для тривалих перевезень і зберігання вантажів, що потребують особливих умов по температурі і вологості.

Транспортування продуктів харчування, багатьох рослин, ліків, хімічних препаратів вимагає дотримання певного температурного і вологісного режиму протягом тривалого часу. Морські перевезення здійснюються протягом тижнів або місяців. Запобігти псуванню продуктів, утворенню гнилі та шлюбу можна за умови використання сучасних рефконтейнерів, що перешкоджають зміні температурного фону. М'ясо, риба, фрукти і овочі в кінцевому пункті будуть такими ж свіжими, як в момент навантаження.

Рефрижераторні контейнери також часто використовуються торговельним підприємствам на ярмарках і ринках сільськогосподарської продукції. Розмістити спеціальні охолоджуючі вітрини не завжди є можливість, а рефрижератор - це одночасно і склад, і торгова точка, і холодильник. Вигідно це і з економічної точки зору - скорочуються витрати придбання та утримання дорогого холодильного обладнання, найм обслуговуючого персоналу.

Перші рефрижератори не мали власної холодильної установки, і охолоджувалися за допомогою льоду, засипаного в спеціальні ємності, або від централізованої суднової системи охолодження. Несучі елементи контейнера виконувалися зі сталі, а бічні стінки нерідко виконувалися з багатошарової фанери, що обумовлювало досить нетривалий термін служби, а вже з середини 80-х рефрижератори взяли свій сучасний вигляд. Швидкопсувні вантажі часто перевозять в прямих змішаних повідомленнях за участю декількох видів транспорту. Для цих перевезень широко використовуються рефрижераторні (охолоджувані) і ізотермічні контейнери.

За вантажомісткістю всі контейнери ділять на великотоннажні (маса брутто від 10 до 30 т, місткість 10-50 м³; середньо-тоннажні (маса брутто від 2; 5 до 5 т, місткість 3-8 м³); малотоннажні (маса до 1,5 т, місткість до 3 м³). Контейнери мають теплоізоляційні огорожі.

Переваги рефрижераторних контейнерів:

- простота в експлуатації. Не потрібно складне устаткування, навчання персоналу;
- можливість використовувати як в мінусовому діапазоні, так і в плюсовому. Це дуже важливо, наприклад, для компаній, що перевозять фрукти або квіти. Мінімальна доступна температура -35 ° С, максимальна досягає + 25 ° С;
- температурний режим регулюється вручну або задається автоматично. Можна не турбуватися про збій у налаштуванні або необхідності зміни показників при потеплінні чи похолоданні на вулиці.

Рефрижераторні контейнери (RF, RE, REF, RS) відносяться до спеціалізованих контейнерів, призначених для транспортування та зберігання швидкопсувних вантажів.

Можна виділити кілька класифікацій, де контейнери можна розділити по виробникам і відповідно до розмірів міжнародної міри довжини, що застосовується для стандартизованої тари.

Найбільш відомими виробниками рефконтейнерів на сьогоднішній день є:

Carrier Transicold Ltd. Рефрижератори відрізняються компактністю, надійністю, безшумністю, енергоекономічністю і безпекою для навколишнього середовища. Деякі моделі, наприклад, Carrier ML-2 обладнана розумною електронікою, здатною на самодіагностику інших вузлів і агрегатів.

Thermoking Corporation. Установки даного бренду користуються популярністю у російських споживачів завдяки своїй якості та помірній вартості. Рефрижераторні контейнери Thermo King комплектуються як напівгерметичними трьохциліндровими компресорами типу Copeland, так і сальниковими чотирициліндровими компресорами Thermo King RX-430, RX-426.

Mitsubishi. Холодильне обладнання Mitsubishi відрізняється підвищеною якістю всіх складових матеріалів, неймовірною міцністю і довговічністю.

Компанія Carrier була заснована Віллісом Керрієр в 1902 році як підприємство з виробництва промислових кондиціонерів. Згодом фірма стала одним зі світових лідерів з виробництва холодильного і кліматичного обладнання.

На даний момент фірма Carrier пропонує 4 лінійки холодильних установок для рефрижераторних контейнерів: PrimeLINE, ThinLine, EliteLINE, NaturaLine, що відрізняються типом встановлюваного компресора. Також доступні додаткові блоки регулювання газового середовища всередині рефрижератора, озонатори, системи вентиляції. В якості додаткового обладнання рефрижераторного контейнера можлива установка фірмових навісних модулів з дизель-генератором.

Рефрижераторні контейнери фірми Carrier користуються популярністю в країнах СНД завдяки високій надійності і довговічності, простоті обслуговуванні, доступності запчастин і хорошій сервісній підтримки.

Рефрижераторні контейнери фірми Carrier серії PrimeLINE® поєднують в собі високу холодопродуктивність та енергетичну ефективність з низьким енергоспоживанням і мінімальним впливом на навколишнє середовище.

На сьогоднішній день жоден холодильний агрегат на ринку не забезпечує таку ж енергоефективність при повному навантаженні, як агрегат PrimeLINE. Ефективність пристрою PrimeLINE пояснюється, перш за все, його значно вдосконаленим цифровим спіральним компресором - єдиним на ринку,

розробленим для R-134a в контейнерах. Вона досягається завдяки цифровій модуляції (розвантаженні), яка зводить до мінімуму споживання енергії, і його системі уприскування пара, яка забезпечує більшу охолоджуючу здатність.

Пристрій PrimeLINE оснащено цифровим спіральним компресором і включає в себе:

- висока швидкість набору температури;
- цифрова модуляція (розвантаження) мінімізує споживання енергії;
- система вприскування пара забезпечує велику охолоджуючу здатність;
- алюмінієві покриття для максимального захисту від корозії.

В останні роки Carrier піклуватися про навколишнє середовище і намагається скоротити викид шкідливих речовин в атмосферу.

Відповідно до процедури 2789 перевірки екологічних вимог система PrimeLINE була затверджена для середовища UL з 93% ступенем повного розкладання, і тепер практично однакова в екологічності з моделлю Carrier NaturaLINE.

Рефрижераторні контейнери (рефконтейнери) забезпечують збереження температурного режиму вантажів під час їх транспортування та тимчасового зберігання.

На практиці рефрижераторний контейнер це ізотермічна камера з термоізоляційними панелями, внутрішнім корпусом та вбудованим холодильним агрегатом. Основні матеріали термоізоляції - це пінополіуретан (ППУ), поліізоціанурат (PIR) або інші ізоляційні композити, які дозволяють зменшити теплопередачу та масу конструкції.

Типорозміри контейнерів - 20 футів, 40 футів, 40 футів high-cube, 45 футів - впливають на внутрішній об'єм і кількість палет, що може бути розміщена.

Сучасні моделі можуть мати одну або кілька температурних зон (dual/multi-zone), а також опцію Controlled Atmosphere для продовження терміну зберігання плодово-овочевої продукції.

Живлення холодильних агрегатів на суднах зазвичай здійснюється від промислової трифазної мережі судна (наприклад, 440 В / 60 Гц) або від

автономних генераторів (gen-set), встановлених на контейнерній палубі. Важливо враховувати розподіл навантаження на борту та можливість резервування живлення в аварійних ситуаціях.

Сучасні рефконтейнери оснащені системами контролю параметрів (температура, вологість, тиск), телеметрією для віддаленого моніторингу і журналювання подій. Це дозволяє відстежувати порушення холодового ланцюга в реальному часі та вчасно реагувати на відхилення.

Carrier OptimaLINE - приклад сучасної архітектури контейнерних холодильних установок, у якій поєднано енергоефективні компоненти та цифрове управління. Система побудована з урахуванням потреб морської експлуатації: підвищена корозійна стійкість, зменшення ваги й широкий діапазон робочих режимів.

Ключові компоненти OptimaLINE:

- перемінно-швидкісний (VSD) компресор спірального типу;
- мікроканалний конденсатор;
- пластинчастий випарник;
- електронний розширювальний клапан;
- економайзер.

VSD-компресор дозволяє змінювати продуктивність залежно від теплового навантаження, що знижує енергоспоживання під час частково навантажених режимів.

Мікроканалні теплообмінники та алюмінієві конструктивні елементи зменшують масу агрегату і сприяють кращому відведенню тепла. Електронний клапан забезпечує точніше дозування холодоагенту і стабілізацію температури в широкому діапазоні зовнішніх умов.

Контролер ML5 виконує збір телеметричних даних, проводить діагностику несправностей, управляє режимами економії енергії (eco-mode) і може інтегруватися з платформами віддаленого моніторингу (telemetry/lynx). У документації OptimaLINE описані процедури сервісного обслуговування, послідовність операцій при заміні фреону та вимоги до діагностики компресора.

OptimaLINE розроблено з можливістю роботи з різними холодоагентами або їх модернізації (retrofit). Це дає операторам гнучкість у виборі рішення, орієнтованого на екологічні вимоги конкретного ринку.

Ринок морського рефрижераторного обладнання характеризується наявністю кількох глобальних гравців, які пропонують як стандартні рішення, так і спеціалізовані модифікації для певних видів вантажів або умов експлуатації.

Carrier Transicold пропонує декілька продуктових лінійок: PrimeLINE - перевірена платформа з широким застосуванням; OptimaLINE - енергоефективна модернізована серія; NaturaLINE - серія під CO₂ для застосувань, де пріоритетним є мінімальний GWP. Daikin, Thermo King та MCI також мають конкурентні рішення з фокусом на інверторному керуванні, телеметиці та адаптації під низько-GWP фреони.

Порівняння систем слід проводити за такими критеріями: енергоспоживання при типових режимах, швидкість виведення температури (pull-down), маса та габарити агрегату, вартість обслуговування і частота сервісних втручань. Крім того, важливу роль відіграє наявність програми retrofitting та мережі сервісних центрів.

Екологічні вимоги та регуляторні обмеження створюють безперервний стимул для переходу на холодоагенти з низьким потенціалом глобального потепління. Основні напрями - зниження GWP холодоагентів та мінімізація непрямих викидів за рахунок підвищення енергоефективності.

R-134a, який раніше широко використовувався, має високий GWP; у відповідь інженери пропонують кілька альтернатив. R-513A - одна з проміжних опцій, що дозволяє знизити GWP відносно R-134a за мінімальних змін у конструкції агрегатів. R-1234yf та інші HFO-суміші мають ще нижчий GWP, але потребують адаптації до вимог безпеки (клас A2L, потенційна займистість).

CO₂ (R744) розглядається як довгострокова альтернатива: його переваги - нейтральний вплив на клімат і відсутність озоноруйнівності; недолік - робочі тиски значно вищі, що вимагає посиленого конструктивного виконання теплообмінників, трубопроводів та арматури.

При плануванні переходу на нові холодоагенти необхідно проводити техніко-економічний аналіз: порівнювати витрати на retrofit і купівлю нового обладнання, враховувати вимоги до сервісної інфраструктури та можливі обмеження в портах/юрисдикціях.

Основні тенденції розвитку холодильного обладнання

Серед основних тенденцій у галузі виділяються:

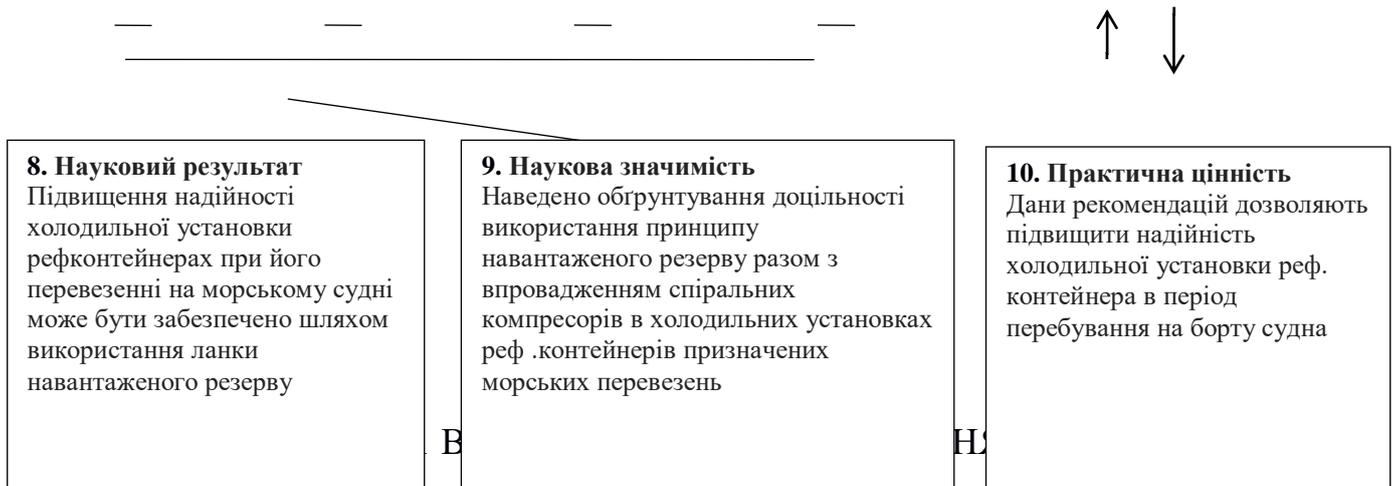
1. Впровадження змінно-швидкісних приводів і інтелектуального керування.
2. Розширення використання телеметрії та аналітики.
3. Розвиток retrofit-рішень і підвищення корозійної стійкості компонентів.

Інтелектуальні системи контролю дозволяють реалізувати режими енергозбереження, прогнозувати відмови та планувати технічне обслуговування на основі фактичних параметрів експлуатації. Це знижує ризик псування вантажу та скорочує експлуатаційні витрати.

З огляду на зростаючі екологічні вимоги розробники орієнтуються на сумісність обладнання з низько-GWP холодоагентами та можливість простого оновлення (retrofit). Також помітна тенденція до гібридних конфігурацій: комбінування традиційного живлення судна з акумуляторними блоками або сонячними панелями для зниження часу роботи від дизель-генераторів.

У коротко- та середньостроковій перспективі розвиток галузі буде визначатися балансом між технічними можливостями впровадження природних хладонів, вартістю модернізації парків контейнерів та регуляторними вимогами до скорочення викидів.





В якості об'єкту дослідження приймемо холодильне обладнання рефрижераторних контейнерів які можуть знаходитися на борту теплоходу, що є спеціалізованим морським судном, призначеним для перевезення контейнерів.



Рисунок 1.1 – Загальний вид судна

Машинне відділення, житлова надбудова і ходова рубка зміщені в корму.

Головні характеристики судна:

- довжина найбільша – 302 м;
- довжина між перпендикулярами – 288 м;
- ширина – 43,4 м;
- висота борту до верхньої палуби – 24,80 м;
- осідання по літню вантажну марку – 12, 5 м;

- водотоннажність в повному вантажу –95000 тонн.

Вантаж, що перевозиться, розміщується у восьми вантажних трюмах, а також на верхньої палубі (на кришках вантажних трюмів і біля надбудови).

Корпус судна забезпечений поперечним набором і водонепроникними переборками.

Ніс судна бульбоподібний, корма транцева. У носовій частині судна розташований підрулюючий пристрій.

Швидкість судна: у вантажу – 22,3 вузлів; у баласті – 25 вузла.

Контейнеромісткість судна (що до 20-ті футових TEU контейнерів розміром 20x8x9,6 м):

- у вантажних трюмах – 2610 TEU;
- на палубі – 3114 TEU;
- загальна – 6724 TEU з них 500 рефрижераторних.

Як головний двигун (ГД) на судні встановлений мало-обертальний дизель (СОД) фірми Wärtsilä марки 10RT-flex96с з наступними характеристиками:

- тривала ефективна потужність дизеля – 57200 кВт;
- частота обертання колінчастого валу – 102 об/хв;
- число циліндрів – 10;
- діаметр циліндра – 960 мм;
- хід поршня – 2500 мм.

Для забезпечення судна електроенергією встановлено три дизель-генератори фірми Daihatsu типу 8L32/40 з наступними характеристиками:

- чотиритактний, тронковий, простої дії, нереверсивний, з безпосереднім уприскуванням палива, з газотурбінним наддувом;
- діаметр циліндра – 0,32 м;
- хід поршня – 0,40 м;
- частота обертання – 720 об/хв;
- число циліндрів – 6;
- потужність – 2×3690 кВт;
- середній ефективний тиск – 2,18 МПа;

- питома ефективна витрата палива – 0,188 кг/(кВт×год).

Для забезпечення потреб судна в парі встановлений допоміжний котел ОЕV-14000-30, вертикальний, водотрубний, з наступними характеристиками:

- паропроодуктивність – 14000 кг/год;
- тиск пари – 1 МПа.

2 ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ГОЛОВНОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

2.1 Обґрунтування вибору типу головного двигуна й передачі

У ролі головних двигунів на сучасних судах використовують двигуни внутрішнього згорання (ДВЗ), паро- або газотурбінні установки (ПТУ або ГТУ), а також ядерні енергетичні установки.

Відповідно до вимог, що пред'явлені до суднової енергетичної установки (СЕУ), тип судна визначає число ГД та гвинтів, місце розташування СЕУ (а відповідно машинно-котельного відділення) та інші технічні характеристики.

В цей час більшість суден обладнана дизельними установками та невелика частина суден ПТУ й ГТУ. Дизелі сьогодні – найбільш економічні теплові двигуни, що дозволяють крім того, порівняно просто механізувати й автоматизувати основні виробничі процеси на судні.

Порівняно до інших типів теплових двигунів ДВЗ має суттєві переваги: гаряче джерело теплоти знаходиться як би в середині самого двигуна, що приводить до його компактності – відпадає необхідність в великих теплообмінних поверхнях, через які теплота підводиться від гарячого джерела до робочого тіла, тому що це відбувається в циклах ПТУ; у робочому циклі ДВЗ граничні значення параметрів робочого тіла (тиск, температура), які безперервно змінюються, одержуючи теплоту внаслідок тепло відділення в об'ємі самого тіла, суттєво

перевершують граничні значення параметрів робочого тіла теплових машин з підведенням теплоти від зовнішнього гарячого джерела (паровий котел у циклі ПТУ, газова турбіна у циклі ГТУ).

Широке розповсюдження суднових дизельних установок (СДУ) на морських суднах торгівельного флоту зумовлене деякими їх важливими перевагами порівняно до інших типів СЕУ. Основна перевага СДУ – висока економічність, що визначається їх високим ефективним коефіцієнтом корисної дії (ККД), який досяг 55% в мало-оберткових дизелях (МОД) та 52% в СОД) Максимальний ККД для ПТУ, що досягається при високих параметрах пару, не перевищує 37%.

Такі різноманітні ККД свідчать про те, що при однаковій потужності головної енергетичної установки витрата палива у МОД буде менше на 103 г/(кВт·год) порівняно до ПТУ.

Тривалий час СДУ працювали на переважно дизельному, тому більш дорогому паливі, ніж ПТУ. В наслідок цього витрати на паливо в ПТУ відрізнялись від витрат на паливо в СДУ суттєво менше, ніж зміна економічності. Сьогодні в МОД та СОД використовується низькосортні палива, які мають ціну, що мало відрізняється від ціни палива ПТУ, а тому економічність при виборі ГД для більшості суден є визначаючим фактором.

Суднові ГТУ мають ефективний ККД η_e рівний 32%, тобто суттєво нижче ККД дизелів. По економічності ГТУ можуть зрівнятися з СДУ лише при умові підвищення температури газів, що надходять до турбіни (до 1300°C та більше). Але сьогодні сучасні матеріали, що застосовують в ГТУ, не в змозі забезпечити надійної роботи при таких температурах. Ефективний ККД суднових силових установок з газовою турбіною при допустимих значеннях температури газів перед турбіною (800...850°C) можна підвищити, якщо встановити додаткову парову утилізаційну турбіну. Але і в цьому разі ефективний ККД не перевищує 36% при суттєвому ускладненні енергетичної установки. До неминучих недоліків суднових ГТУ необхідно віднести їх роботу на дорогому дистильованому паливі, а також необхідність установки двоступеневого редуктора.

Створення суднового ГД любого типу супроводжується великими

трудовитратами та витратами часу на розробку його технічного проекту, побудову та доведення головного зразку двигуна. В цьому дизелі мають велику перевагу перед іншими головними силовими установками, тому що після налагодження головного зразку дизеля завод отримує можливість випускати цілий ряд однакових двигунів, які відрізняються один від одного лише числом циліндрів, тобто різною потужністю. Серед позитивних особливостей СДУ також можна підкреслити постійну готовність до роботи, завдяки малому часу, необхідному для підготовки до пуску, швидкий вивід двигуна на експлуатаційний режим та великий район плавання судна при тому ж запасі палива, що зумовлене більшою економічністю СЕУ з ДВЗ.

Найбільш розповсюдженим типом ДВЗ, що використовуються на морських судах, є МОД і СОД. Перший тип дизелів здійснює передачу ефективної потужності на гвинт фіксованого кроку (ГФК) за допомогою прямої передачі. У випадку використання СОД використовують редукторну передачу та гвинт, крок якого регулюється (ГКР). Підвищені витрати на змащувальні мастила та ремонт СОД частково перекриваються прибутками від збільшення дедвейту та швидкості судна.

У зв'язку з викладеним, найкращим варіантом ГД суднової енергетичної установки буде ДВЗ. З урахуванням сучасних тенденцій розвитку судових СОД (зокрема їх пристосованості до роботи на важких паливах, більш меншими по зрівнянні зі МОД габаритними показниками, що особливо важко для суден-контейнеровозів середньої водотоннажності) як головний двигун на розглянутому судно доцільно використовувати саме СОД з передачею потужності через редуктор.

2.2 Визначення необхідної потужності головного двигуна

У загальному випадку ефективна потужність пропульсивної установки залежить від опору середовища рухові судна R (кН) і швидкості ходу v_s (м/с)

$$N_e = \frac{Rv_s}{\eta_{\text{вл}}\eta_{\text{пер}}},$$

де $\eta=0,65\dots0,70$ – пропульсивний ККД;

$\eta_{\text{вл}}=0,96\dots0,98$ – ККД валопроводу;

$\eta_{\text{пер}}=0,97\dots0,99$ – ККД передачі ($\eta_{\text{пер}}=1,0$ у випадку використання прямої передачі).

На практиці звичайно потужність пропульсивної установки визначають по емпіричних формулах, з яких найбільш прийнятна і зручної є формула адміралтейських коефіцієнтів, (кВт)

де V – об'ємна водотоннажність судна, м³;

C_a – адміралтейський коефіцієнт, що обирається по відповідних таблицях. (Фомин Ю.Я., Горбань А.И., Добровольский В.В., Лукин А.И. Судовые двигатели внутреннего сгорания -220с)

Об'ємна водотоннажність судна розраховується з виразу

де D – водотоннажність судна, тонн;

ρ – густина морської води, тонн/м³.

Відповідно до характеристик судна водотоннажність складає $D=95000$ тонн, з урахуванням на те, що $\rho=1,025$ т/м³, одержимо

$$V = \frac{95000}{1,025} = 92682 \text{ м}^3.$$

Адміралтейський коефіцієнт C_a для одновальних вантажних суден знаходиться у межах від 390 до 825.

Прийнявши $C_a=612$; $\eta_{\text{вл}}=0,97$; $\eta_{\text{пер}}=0,98$; і, з огляду на те, що $v=25$ вузлів, одержимо

$$N_e = \frac{92682^{\frac{2}{3}} \cdot 25^3}{612 \cdot 0,97 \cdot 0,98} = 57142 \text{ кВт}.$$

Таким чином, судновий дизель 10RT-flex96с фірми Wärtsilä, що встановлений на судні та якій має ефективну потужність 57200 кВт, здатний забезпечити судновий пропульсивний комплекс необхідною енергією у всьому діапазоні можливих режимів роботи.

3 ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СУДНА

3.1 Розрахунок конструктивного коефіцієнту енергоефективності судна

Вихідні відомості для конкретного судна дані у таблиці 3.1 Апробація розрахунку енергоефективності здійснена при розробці технічної документації контейнеровоза відповідного типу.

Таблиця 3.1 – Дані судна

1	2
Верф	Aker MTW Werft GmbH - Wismar (DEU)
Корпус	42755
ІМОН _№	9308390
Тип	Контейнеровоз
Довжина, м	302
Довжина між перпендикулярами, м	288
Ширина, м	43,4
Осадка, м	12,5
Дедвейт, т	7950
Головний двигун	Sulzer\Wartsila
Тип	10RT-FLEX96C
Паливо	HFO, CFME=3,1144
Максимальна тривала потужність (MCR), кВт	57200 при 102 об/хв

РМЕ (75% MCR), кВт	42900
Питома витрата палива при 75% MCR (SFC), г/(кВт·год)	145

Продовження таблиці 3.1

1	2
Кількість головних двигунів	1
Допоміжний двигун 1, 4	Daihatsu
Тип	8L32/40
Максимальна тривала потужність (MCR), кВт	3690
Питома витрата палива при 50% MCR (SFC), г/(кВт·год)	190
Кількість	2
Допоміжний двигун 2, 3	Daihatsu
Тип	6L32/40
Максимальна тривала потужність (MCR), кВт	2760
Питома витрата палива при 50% MCR (SFC), г/(кВт·год)	188
Кількість	2
Потужність P_{AE} , кВт	1525
Тип палива	HFO CFAE=3,1144
Швидкість судна на глибокій воді на вантажнім осіданні при 75% MCR, вузл.	19
Гвинт, тип	Фіксованого кроку
Діаметр, м	6
Кількість лопаток	3
Генератори, виробник	HYUNDAI/HSJ7 805-10P (№1, №4) HYUNDAI/HSJ7 801-10P (№2, №3)

Закінчення таблиці 3.1

Вихідна потужність, кВт	4000 (№1, №4) 3000 (№2, №3)
Напруга, В	6600
Кількість	2+2

Конфігурація судна типова, тобто пропульсивна установка (дизельний

двигун) безпосередньо з'єднана із гвинтом фіксованого кроку й електростанція складається із чотирьох допоміжних дизель-генераторів.

До встановленого на борті енергозберігаючого устаткування, яке повинне було бути прийняте до уваги при розрахунках K_{KE} , слід віднести утилізаційний паровий котел.

Вербальний алгоритм розрахунків енергоефективності судна приведений нижче.

1. Визначаємо $K_{KE(max)}$:

$$K_{KE} = \max \frac{\Gamma_{CO_2}}{(\tau \cdot \text{милю})},$$

де $a_i=174,2$, $c_i=0,201$ – емпіричні безрозмірні коефіцієнти і-го типу судна, ($i=4$);

$D_{w(i)(j)}$ – j-й дедвейт і-го типу судна.

2. Визначаємо коефіцієнт конструктивної енергоефективності судна $K_{KE(\tau)}$:

$$K_{KE(\tau)} = \max \frac{\Gamma_{CO_2}}{(\tau \cdot \text{милю})},$$

$$K_{KE(\tau)} = (1 - 0,01 \cdot E) \cdot K'$$

де $K'_{KE(max)}$ – максимальне значення $K_{KE(max)}$ при $D_{w(i)}$ даного судна.

Величина $E=0$ є частково-безперервною функцією трьох змінних: типу судна $i=4$; дедвейту конкретного судна $D_{w(j)(i)}$ і тимчасового періоду τ при $z=z_1$.

3. Визначаємо розрахунковий показник викиду парникових газів $K_{KE(p)}$:

$$K_{KE(p)} = \frac{\sum_{k=1}^{nr} (f_{r(k)} P_{MEr(k)}) C_{FME} S_{ME}}{(f_{Dw} D_w V_{ref} f_w)} = (1 \cdot (16327 \cdot 3,1144 \cdot 145) + (1525 \cdot 3,1144 \cdot 188)) / (1 \cdot 38000 \cdot 19 \cdot 1) = 6,34$$

$$K_{KE(p)} = \left(\sum_{q=1}^M f_{hq} \sum_{k=1}^{nME} (P_{ME(k)} C_{FME(k)} S_{FME(k)}) + (P_{AE} C_{F(AE)} S_{TCAE}) \right) + \sum_{q=1}^M f_{hq} \sum_{k=1}^{nPG} P_{PG(k)} - \sum_{k=1}^{nr} \Gamma_{CO_2} / (\tau \cdot \text{милю}),$$

де S_F – питомий (масовий) вміст CO_2 при повному згоранні вуглецю в паливі (табл.3.2).

Таблиця 3.2 - Характеристики палив, використовуваних суднами

№	Тип палива	Примітка	Вміст вуглецю, г/л	CF, відн. од.
1	Diesel/Gas Oil	ISO 8217	0,87	3,21
2	Light Fuel Oil (LFQ)	ISO 8217	0,86	3,15
3	Heavy Fuel Oil (HFO)	ISO 8217	0,85	3,11
4	Liquefied Petroleum Gas (LPG)	Propane	0,82 –	3,00 –
		Butane	0,83	3,03
5	Liquefied Natural Gas (LNG)	–	0,75	2,75

V_{ref} – експлуатаційна швидкість судна, вузли;

$D_{w(i)(j)}$ – для контейнеровозів становить 65% від дедвейту судна;

$P_{(x)}$ – сумарна потужність головних (PME) і допоміжних (PAE) двигунів, кВт;

$$PME_{(i)} = 0,75 \cdot MCRME_{(i)} - PPS_{(i)} = 0,75 \cdot 21770 = 16327 \text{ кВт},$$

де $PPS_{(i)}$ – 0,75 частина вихідної потужності кожного встановленого валогенератора, розділена на ККД валогенератора, кВт;

$MCRME_{(i)}$ – максимальна тривала потужність і-го теплового двигуна, кВт;

$PPG_{(i)}$ – 0,75 частина номінальної потужності кожного двигуна генератора, розділена на усереднений середньозважений ККД електрогенератора, кВт, (при спільній роботі вало- і електрогенераторів $PPS_{(i)} + PPG_{(i)}$, передбаченої в ходовому режимі роботи судна, цю схему слід розглядати в розрахунках);

$Pmer_{(i)}$ – 0,75 частина потужності головного двигуна, зменшена внаслідок введення інноваційних енергоефективних технологій і механізмів, кВт;

$P_{AEG(i)}$ – потужність допоміжних двигунів, знижена за рахунок інновацій у сфері електро-енергоефективності технологій, кВт;

P_{AE} – потужність допоміжних двигунів необхідна для підтримки тривалого максимального ходового навантаження, включаючи необхідне навантаження для пропульсивної установки й господарських потреб, але, що не включає навантаження для пропульсивної системи: обладнань, що підрулюють, насосів для перекачування вантажів і баласту, а також обладнань для зберігання вантажу

(працюючі рефрижераторні системи й/або вентилятори вантажних трюмів) повністю завантаженого судна при швидкості ходу (V_{ref})

$$P_{AE} = 0,025 \sum_{i=1}^{n(ME)} MCR_{ME(i)} + 250 = 0,025 \cdot 21770 + 250 = 795 \text{ кВт},$$

де $S_{(x)}$ – питома витрата палива двигуном, г/кВт·год, для двигунів, що задовольняють циклу тесту E2 або E3 по NO_x Технічного Коду 2008, питома витрата палива $S_{ME(i)}$ реєструється у свідченні EIAPP (engine international air pollution certificate) для 75% потужності конкретного двигуна MCR, або по показникові крутного моменту, для двигунів, що ставляться до циклу тестів категорії D2 або C1 по NO_x Технічного Коду 2008, питома витрата палива $S_{AE(i)}$ записується у свідченні EIAPP для 50% потужності MCR, або по показникові крутного моменту, для двигунів, у яких немає Свідчення EIAPP, а його потужність нижче 130 кВт, показник S визначається виготовлювачем і повинен використовуватися компетентним органом для підтвердження Міжнародного сертифіката по енергоефективності;

f_h – поправочний коефіцієнт для обліку певних конструктивних елементів судна (для суден льодового класу цей коефіцієнт вибирається з MERC.1/Circ.681 ANNEX VI, а для всіх інших типів суден він ухвалюється рівним одиниці, якщо немає додаткових елементів, що збільшують опір руху);

f_w – безрозмірний коефіцієнт, що вказує на зниження швидкості судна при хвилюванні й хитавиці (визначається на ходових випробуваннях, або розрахунковим шляхом, або ухвалюється рівним 1 до уточнення);

$f_{r(i)}$ – коефіцієнт доступності кожної інноваційної енергоефективної технології, ухвалюється рівним 1 для систем утилізації тепла;

f_{dw} – коефіцієнт вантажомісткості, для суден не льодового класу ухвалюється рівним 1;

$K_{KE(p)} < K_{KE(T)} = 6,34 < 16,8$, судно енергоефективне, його модернізація не потрібна до 2020 р.

3.2 Розрахунок експлуатаційного критерію енергетичної ефективності (ЕКРЕ) судна

Вигляд формули для розрахунку експлуатаційного критерію ЕКРЕ (ЕЕОІ) використання енергії для конкретного рейсового завдання такий:

$$EEOI = \frac{(\sum_j FC_j \times C_{Fj})}{m_{cargo} \times D}$$

Таблиця 3.3 – Кількість палива та відстань за чотири рейсу

Номер рейсу	Витрата палива на ходу і в порту, т				Данні по рейсу	
	HFO	ULSFO	MDO	MGO	Вантаж, т	Відстань, милі
1	1156			248	10000	4560
2				420	13000	1368
3				210	10000	684
4	1354			236	13000	5472

Рейс 1 Hong Kong – Tacoma, рейс 2 Tacoma – Oakland, рейс 3 Oakland – Los Angeles, рейс 4 Los Angeles – Hong Kong.

Для певного періоду часу або кількості рейсів судна середній (average) показник розраховується за наступною формулою:

$$AverageEEOI = \frac{\sum_i \sum_j (FC_{ij} \cdot C_{Fj})}{(\sum_i (m_{cargo,i} \cdot D_i))} = \frac{2510 \cdot 3,11 + 1114 \cdot 3,21}{10000 \cdot 4560 + 13000 \cdot 1368 + 10000 \cdot 684 + 13000 \cdot 5472} = 12,2 \cdot 10^{-6}$$

$$AverageEEOI =$$

де j – тип палива, що використовується;

i – порядковий номер рейсового завдання;

FC_{ij} – кількість палива j , яка була використана за рейс i , тон;

C_{Fj} – відношення кількості палива до кількості вуглекислого газу для конкретного палива j (з табл. 3.1);

m_{cargo} – маса вантажу, який перевозить судно, або середню валову ємність для пасажирських суден, тон;

D – означає відстань яку долає судно, коли перевозить вантаж, миль.

3.3 Розрахунок економії енергії на рух судна

Техніко-енергетичне обґрунтування використання комп'ютерних систем контролю і параметрів робочого процесу ДВЗ («Norkontrol», «PMI», «DEPAS» та інші) проведене на прикладі регулювання робочого процесу головного двигуна (економія палива по пункту 1 підрозділу 3.1).

Існують дві області, у яких можна одержати переваги при експлуатації дизельного СЕУ при регулярному застосуванні системи контролю параметрів робочого процесу:

- а) економія палива;
- б) скорочення витрат на обслуговування.

Витрати на паливо становлять біля 80% усіх витрат на експлуатацію судна, тому енергетичне обґрунтування провадимо відносно енергії палива.

При роботі головного двигуна у режимі 75% від N_e навантаження середня добова витрата на ходу судна складе:

$$B_d = 0,75 \cdot N_e \cdot b_e \cdot 24 = 0,75 \cdot 16327 \cdot 145 \cdot 24 = 42,6 \text{ т/ч},$$

де b_e – питома витрата палива ГД.

При n ходовій добі на місяць, витрати палива на ГД складуть:

$$B_{d, \text{міс}} = B_d \cdot n = 42,6 \cdot 26,5 = 1128,9 \text{ т/міс}.$$

На підставі досвіду експлуатації та дослідженнями, проведеними авторитетними фірмами-будівниками двигунів (ці дані узгоджуються з даними вітчизняних вчених) встановлено, що відхилення кута упорскування палива $\Delta\varphi$ від оптимального значення для МОД приводить до збільшення витрати палива $\Delta E=3\%$ на 1 п.к.в.

При експериментальних перевірках технічного стану дизеля за допомогою комп'ютерних систем був зафіксований середній розкид у кутах упорскування на ГД $\Delta\varphi = 1 \dots 3$ п.к.в. На основних експлуатаційних режимах СЕУ коефіцієнт розрегульованості двигунів по циліндрах $k=0,8$.

Точне коректування кутів упорскування палива при регулярному індиціюванні суднового дизеля за допомогою комп'ютерних систем дозволять

домогтися економії витрат на паливо ГД з обліком n ходової доби на місяць:

$$E_{\text{п}} = B_{\text{д,міс}} \cdot \Delta\varphi \cdot \Delta E \cdot k = 1128,9 \cdot 1 \cdot 0,03 \cdot 0,8 = 27,1 \text{ т/міс.}$$

Хімічна енергія палива в дизелі перетворюється у теплову енергію газів, а далі – у механічну роботу. Тобто в енергетичному сенсі абсолютна енергетична економія ставить:

$$E_{\text{енерг}} = E_{\text{п}} \cdot Q_{\text{п}} = 27100 \cdot 39800 = 1078580 \text{ МДж,}$$

де $Q_{\text{п}} = 39800 \text{ кДж/кг}$ – теплота згорання важкого палива.

Відносний енергетичних ефект:

$$\Delta E_{\text{енерг}} = E_{\text{п}} / B_{\text{д,міс}} = 27,1 / 1128,9 = 0,024$$

4 РОЗРОБКА ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ РЕФРИЖЕРАТОРНОГО КОНТЕЙНЕРУ

4.1 Аналіз схем охолодження рефконтейнерів

Даний розділ описує найбільш поширені при морських перевезеннях типи рефрижераторних контейнерів таких виробників, як: Thermo King, Transicold і Mitsubishi.[2].

Конструкція № 1.

Thermo King

Даний рефконтейнер (див. рис.4.1, 4,2) є повністю електронним, цільним, мають холодильну установку з нижньою подачею повітря. Холодильна машина вмонтована в передню стінку контейнера. Система має такі особливості: напівгерметичний поршневий компресор з рідкої системою уприскування;

мікропроцесорний контролер з вбудованим реєстратором даних; двох або змінно - швидкісний вентилятор випарника і системи підживлювального повітря. Напівгерметичний поршневий компресор з рідинної системою охолодження. Холодильна установка включає в себе напівгерметичний поршневий компресор з примусовою системою змащення, зовні компенсовані внутрішніми переваженнями і високотемпературними запобіжниками і системою уприскування холодоагенту.

MP-3000 Контролер

MP-3000 включає в себе контролер компонентів управління холодильною системою, термостат, цифровий термометр, індикатор несправностей і можливості запису даних в один автономний пакет. Контролер монтується в погодостійкий, антикорозійний корпус. Великий світлодіодний дисплей (верхній) забезпечує зручний перегляд температур датчиків (температури поворотного або нагнітається), 4-рядковий, 20-символьний ЖК - дисплей (внизу) дисплей відображає важливі дані, включаючи уставки по температурі, головне меню і дані операційного блоку. Дозволяє задіяти помилкові тестові пуски машини для перевірки функціонування реле завдання, ввести нові уставки температури і ввести інформацію про помилки.

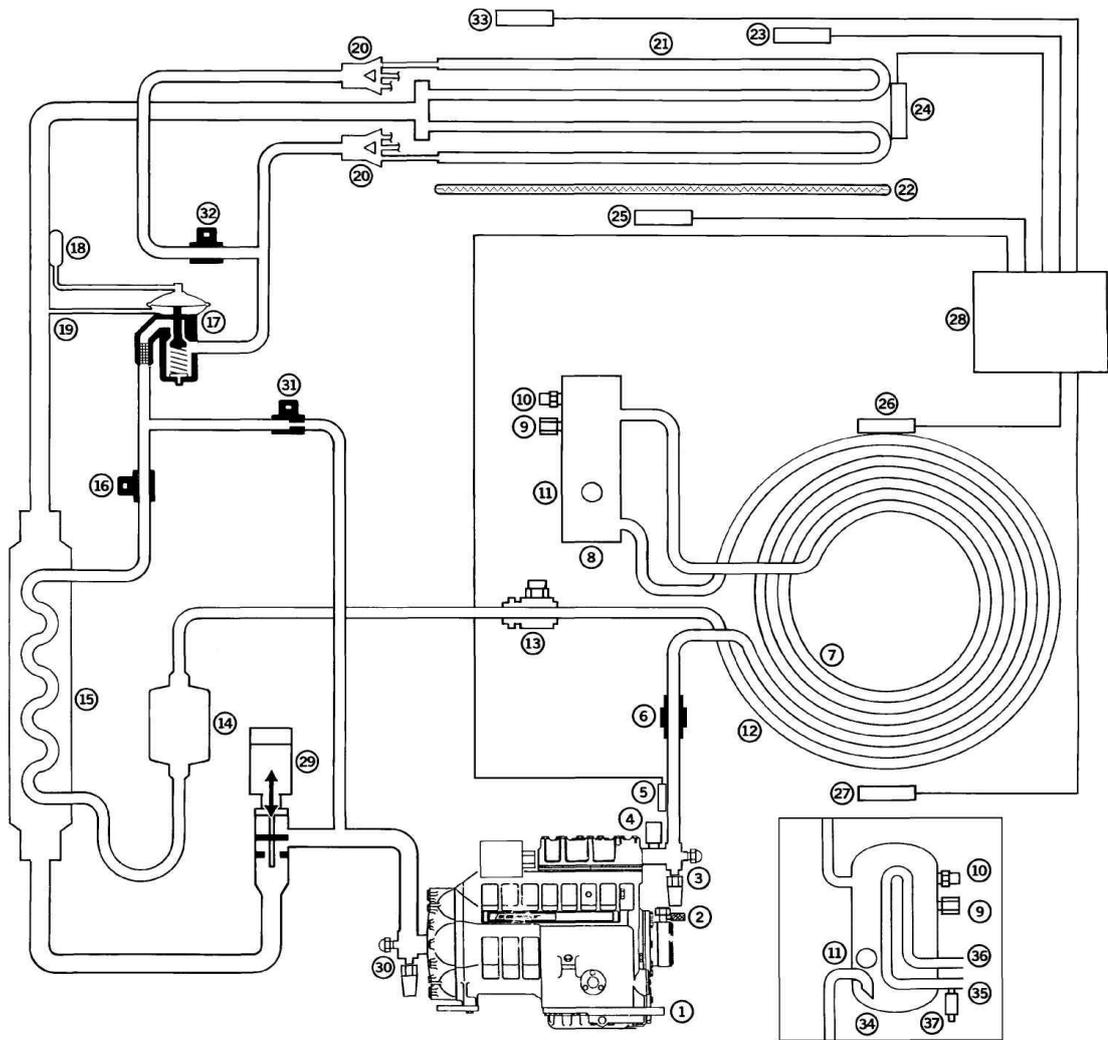


Рисунок 4.1 - Принципова схема установки Thermo King

Компоненти системи охолодження: 1 - компресор; 2 - лінія наповнення/зливу масла; 3 - нагнітальний вентиль; 4 - реле високого тиску; 5 - температурний датчик лінії нагнітання компресора; 6- контрольний вентиль конденсатора; 7 - теплообмінник конденсатора; 8 - ресивер; 9 - плавкий запобіжник (високий тиск); 10 - роз'єм для обслуговування ресивера; 11 - оглядове скло; 12 – перехолювач конденсатора; 13 - вентиль на рідинній лінії; 14 - осушувач (фільтр-осушувач); 15 - теплообмінник; 16 - соленоїдний вентиль; 17 – розширювальний клапан (трв); 18 - чутливий елемент трв; 19 - зрівняльна лінія; 20 – дистриб'ютор; 21 - котушки випарника; 22 електричні обігрівачі; 23 - датчик поворотного повітря; 24 - датчик розморожування; 25 - датчик припливного повітря; 26 – датчик конденсатора; 27 - датчик навколишнього середовища; 28 - tr-3000 контролер; 29 - kvq-вентиль (регулятор тиску випарника); 30 – всмоктуючий

вентиль; 31 - вентиль рідкого упорскування; 32 – осушувальний електромагнітний клапан; 33 - датчик вологості; 34 - конденсатор-ресивер з водяним охолодженням; 35 - муфта подачі води; 36 - муфта виходу води; 37 - реле тиску води.

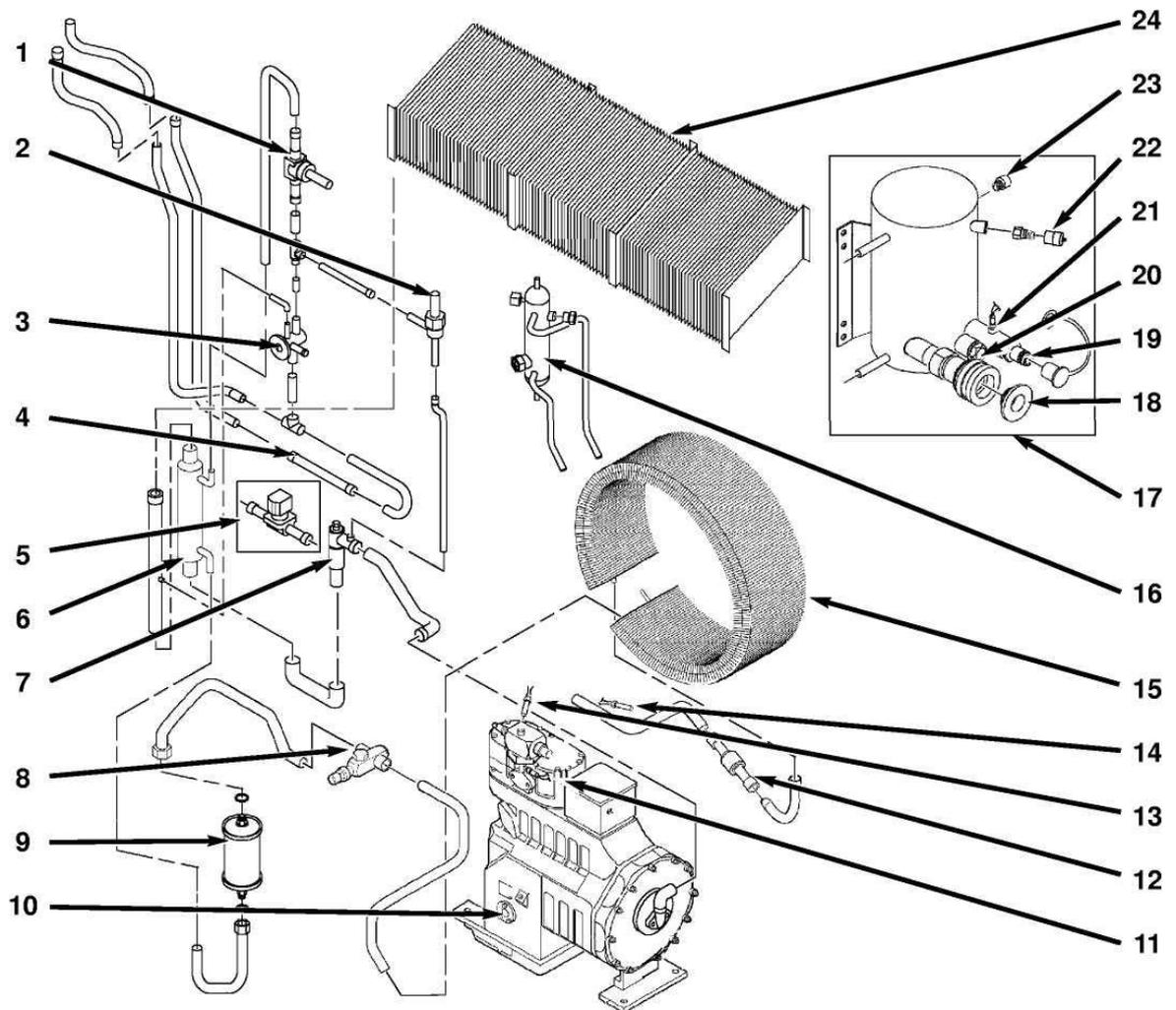


Рисунок 4.2 - Загальний вигляд холодильної машини

Складові частини холодильної установки: 1 - соленоїдний вентиль рідинної лінії; 2 - впорскування рідкого холодоагенту; 3- розширювальний клапан; 4 - мідна трубка; 5 - осушувальний вентиль; 6 - теплообмінник; 7 – kvq-вентиль (регулятор холодоагенту на лінії нагнітання тиску випарника); 8 - вентиль на рідинної лінії; 9 - фільтр-осушувач; 10 - рівень масла в картері компресора; 11 - реле високого тиску; 12 - запірний клапан конденсатора; 13 - сенсор температури нагнітання; 14 - сенсор температури; 15 - змійовик конденсатора; 16 – ресивер; 17- водоохолоджуваний конденсатор-ресивер; 18 - вихід охолоджуючої води;

19 - вхід охолоджуючої води; 20 - оглядове скло; 21 - вихід на манометр; 22 - заглушене отвір для обслуговування; 23- плавка пробка; 24 - зміювик випарника.

MP-3000 Контролер використовує передові твердо тільні інтегрування схеми для моніторингу та управління холодительною установкою. Контролер фіксує показання датчиків:

- температури поворотного повітря;
- температури припливного повітря;
- температури котушки випарника;
- температури на теплообміннику;
- датчика навколишнього середовища;
- сенсор вологості;
- температури лінії нагнітання;
- фази ланцюга;
- напруження вимірювальних ланцюгів.

Вихідні сигнали від контролера автоматично регулюють всі функції холодительної машини, включаючи:

- роботу компресора;
- роботу вентилятора на конденсаторі;
- вентилятор на випарнику;
- електромагнітний клапан на рідинної лінії;
- kvq клапана;
- клапан впорскування рідини;
- осушувальних клапана;
- електричного обігрівача;
- вибір фази.

KVQ вентиль

KVQ вентиль встановлений на всмоктуючої лінії і контролює кількість холодоагенту надходить в компресор. Вентиль відкривається і закривається

відповідно з електричним сигналом контролера, поданого на основі диференціального регулювання температури. Контролер використовує значення заданої температури і температури повітря, що подається, а потім зменшує кількість холодоагенту, що всмоктується в компресор на 10, 20 і 180 секунд залежно від диференціала температури. Дані про вибраному значенні відкриття KVQ вентиля відображаються в інформаційному меню. Вони вказують на температуру випаровування при якій активується KVQ вентиль для контролю холодоагенту повернутого в компресор. Під час режиму максимальної холодопродуктивності, значення уставки KVQ вентиля може варіюватися в межах від -40°C і -60°C (-40°F - 76 і F). Значення, що відображається в меню даних, вказує на відсоток від загальної потужності холодильної машини, з якою вона в даний час працює. Наприклад, коли контролер дисплея показує 70 %, це означає, що вентиль KVQ закритий, з метою знизити холодопродуктивність системи з 100% до 70 % (30 % зниження). Якщо температура припливного повітря занадто низька і розраховане положення KVQ вентиля вище заданого значення, контролер зупиняє компресор, знеструмлює електромагнітний вентиль рідинної лінії і періодично включає електричний нагрівач на 2-60 секунд кожні 60 секунд для обігріву. Впорскування рідкого холодоагенту в компресор.

Під час роботи компресора система уприскування рідкого холодоагенту впорскує в лінію всмоктування частина холодоагенту для захисту компресора від надмірно високих робочих температурах.

Робота в економному режимі

Економічний режим зменшує витрату електроенергії установки за рахунок скорочення часу роботи вентилятора випарника на всіх режимах. Використання економічного режиму має бути встановлено вантажовідправником залежно від типу вантажу. Дана опція доступна в меню уставок контролера. Виходячи з вищеприписаного можна зробити висновки, про виключно позитивних сторонах цієї холодильної установки таких як:

- передова конструкція холодильної системи;
- контролер, що дозволяє зручно регулювати необхідні параметри;

- опціональне наявність функціональних елементів системи, що дозволяють безпечно і безперебійно оперувати системою.

Конструкція № 2

Mitsubishi

Рефрижераторний контейнер має два основних конструкційних блоку: корпус і рефрижераторний агрегат. Корпус контейнера складається з несучого каркаса і пінополіуретанових сендвич-панелей із зовнішнім покриттям з дюралюмінієвого листа (товщина - 2,0 мм) і внутрішнім покриттям з профільованої листової харчової нержавіючої сталі (товщина - 0.6 мм). Пол контейнера виготовлений з Т-подібного алюмінієвого профілю з якістю розрахованою на застосування при обробці товару звичайного складського навантажувача. Двері виготовляються з тих же що і корпус пінополіуретанових сендвич-панелей і обладнані спеціальними запорами, що дозволяють герметично закривати вантажний відсік контейнера. Рефрижераторний агрегат, розміщений в торці корпусу, підтримує в автоматичному режимі всередині контейнера задану температуру в діапазоні від +25°C до - 25°C і живиться від 3-фазної електричної мережі з напругою 360/460 В і частотою 50 Гц. Електронний блок управління дозволяє встановлювати і підтримувати в автоматичному режимі: температуру, вологість повітря; задавати періодичність циклу відтайки; контролювати роботу основних агрегатів і фіксувати їх несправність або збій в роботі.

Холодильний цикл

Після стиснення в компресорі, газоподібний холодоагент під високим тиском і високою температурою тече в повітроохолоджувальний конденсатор, де газ конденсується. Потім рідкий холодоагент йде через ресивер, де він може збиратися, потім проходить через переохолоджений конденсатор і крізь осушувальний фільтр, де акумулюється вся волога. Холодоагент проходить через фільтр дрібної механічного очищення, далі через регенеративний теплообмінник, з метою поліпшити холодильний ефект. У регенеративному теплообміннику рідкий холодоагент обмінюється теплом з газоподібним холодоагентом, під низьким тиском і температурою. Переохолоджений холодоагент дроселюється

електронним розширювальним клапаном, тиск зменшується до тиску випаровування. Холодоагент випаровується, проходячи випарник, абсорбуючи тепло з навколишнього середовища в охолоджуваному контейнері.[12].

Після виходу з випарника газоподібний холодоагент проходить через регенеративний теплообмінник, описаний раніше. Холодоагент повністю випаровується в регенеративній теплообміннику. Контролер розраховує ступінь перегріву газу по температурі і тиску на випарника. Відповідно до інформації, отриманої таким чином, електронний розширювальний клапан регулює відкриття клапана, завжди підтримуючи на оптимальному рівні кількість холодоагенту, що надходить у випарник. Пропарений холодоагент повертається в компресор через акумулятор запобігає компресор від гідроударів.

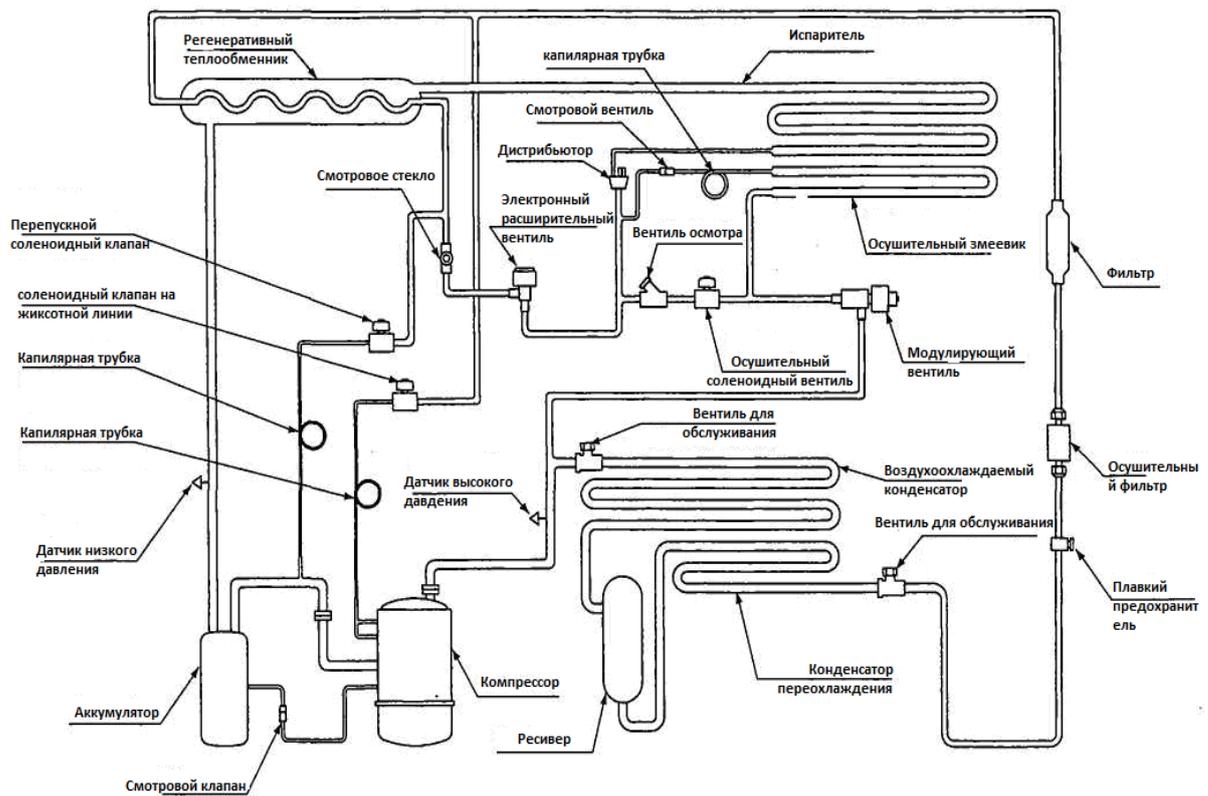


Рисунок 4.3 - Принципова схема холодильної установки Mitsubishi
Опис деяких елементів холодильної установки

Електронний дросельний вентиль служить як регулятор холодопродуктивності, енергозбереження, контролю високого тиску, а також використовується для негайного припинення циркуляції холодоагенту в системі. Управління даними

вентилем здійснюється за допомогою задаючого контролера, який також виступає в якості урівнювач.

Функції електронного дросельного клапана.

Контролер має ряд функцій регулювання холодоагенту, такі як: регулювання холодопродуктивності, регулювання енергоспоживання і регулювання тиску на лінії, всі з яких виконуються за допомогою відкриття / закриття електронного розширювального клапана.

а) регулювання холодопродуктивності

Контролер пристосовується до рівня перегріву, який є найбільш підходящим для даних робочих умов, шляхом виконання ПД-регулювання відкриттям електронного розширювального клапана, тому охолоджуюча здатність поєднується з тепловим навантаженням і реалізує необхідну потужність. Оптимальна настройка потужності охолодження підвищує стабільність температури поворотного повітря в режимі охолодження.

б) регулювання енергоспоживання

Контролер керує відкриттям електронного розширювального вентиля таким чином, що енергоспоживання не перевищуватиме встановленого значення. Перевищення встановленого значення енергоспоживання може бути викликане процесом вакуумування холодильної установки. Регулювання відкриття електронного розширювального вентиля дозволить запобігти надмірне навантаження на суднові дизель-генератори.

с) регулювання тиску

Якщо тиск перевищує нормальні значення, в результаті змінення температури навколишнього середовища, холодильна установка може бути автоматично зупинена, що призведе до пошкодження вантажу, що перевозиться. Для запобігання даної проблеми контролер подає задає сигнал на відкриття електронного дросельного вентиля, з метою, щоб тиск не перевищило заданого значення і робота холодильної установки не була порушена .

Модулюючий вентиль

Модулюючий вентиль розміщений на нагнітальній лінії, для забезпечення

регулювання холодопродуктивності. Його робота полягає в дроселюванні всмоктуваного холодоагенту. За допомогою системного контролера можна перевірити положення цього вентиля, а також його регулювати.

Соленоїдний вентиль на лінії рідинного уприскування. Вентиль розміщений на рідинній лінії для забезпечення регулювання уприскування холодоагенту в компресор, для захисту його від перегріву.

З вищеописаного можна зробити такі висновки:

- установка має передові і загальноприйняті методи регулювання холодопродуктивності;
- можливість регулювання енергоспоживання є вагомим аргументом з точки зору економії;
- застосування електронного дросельного вентиля веде до підвищення точності регулювання.

Конструкція № 3

Carrier transicold

Холодильна установка, з легкою алюмінієвою рамою, електронно-регульована, комбінована, має, як нагріває, так і охолоджуючий режим. Пристрій призначений для інсталяції в передній частині контейнера і служить як фронтальної стінки контейнера. Також є отвори для навантажувачів, які можуть бути заглушені вручну.

Установка укомплектована зарядом холодоагенту R-12, мастилом для компресора, світловими індикаторами робочого режиму, контролером температури і готова до роботи відразу після складання.

Деякі установки забезпечені реле подвійного напруги, призначеного для 190/230 або 380/460 Вольт, 3 фази, 50-60 Гц. Керуючий струм подається через однофазний трансформатор, що знижує напругу з вихідного джерела до 24 Вольт.

Для того щоб підтримувати температуру в контейнері, використовується регулятор температури, що задає мікропроцесор і контролером. Як тільки, регулятор температури встановлений на необхідну температуру в контейнері, пристрій буде працювати, автоматично підтримуючи задану температуру в дуже

близьких межах. Система управління автоматично вибирає режими (охолодження або обігрів) необхідні для підтримки необхідної температури всередині контейнера.

У більш пізні моделі були додані функції, що дозволяють простий перехід на холодоагент R-22. Наприклад, запобіжний клапан на стороні низького тиску і запобіжний клапан на стороні високого тиску відкриваються при більш високих значеннях завдання.

Холодильний цикл

При роботі на конденсаторі з повітряним охолодженням, газ проходить через нагнітальний клапан в конденсатор з повітряним охолодженням. Повітря тече крізь ребра і трубки, охолоджуючи газ до температури насичення. При видаленні латентної теплоти, газ конденсується в гарячу рідину. Потім надходить в конденсатор з водяним охолодженням / ресивер, в якому міститься додатковий заряд холодоагенту, необхідний для роботи при низьких температурах.

При роботі на конденсаторі з водяним охолодженням, гарячий газ проходить через конденсатор з повітряним охолодженням в конденсатор з водяним охолодженням. Тепло від гарячих газів передається охолоджуючої середовищі конденсатора, таким чином змінюючи агрегатний стан холодоагенту з газоподібного в рідкий. З конденсатора / ресивера, рідкий холодоагент протікає через запобіжний клапан, який відкривається, якщо тиск холодоагенту занадто високо. Рідкий холодоагент протікає далі через запірний клапан рідинної лінії, фільтр-осушувач (який тримає холодоагенту чистими і сухими), волога-рідина індикатор, а потім в розширювальний клапан. Як тільки рідкий холодоагент проходить через отвір розширювального клапана деяка кількість його випаровується в газ. Тепло поглинається з випарника, змушуючи залишки холодоагенту продовжувати випаровуватися в випарнику. Пар потім проходить через модулюючий клапан в компресор.

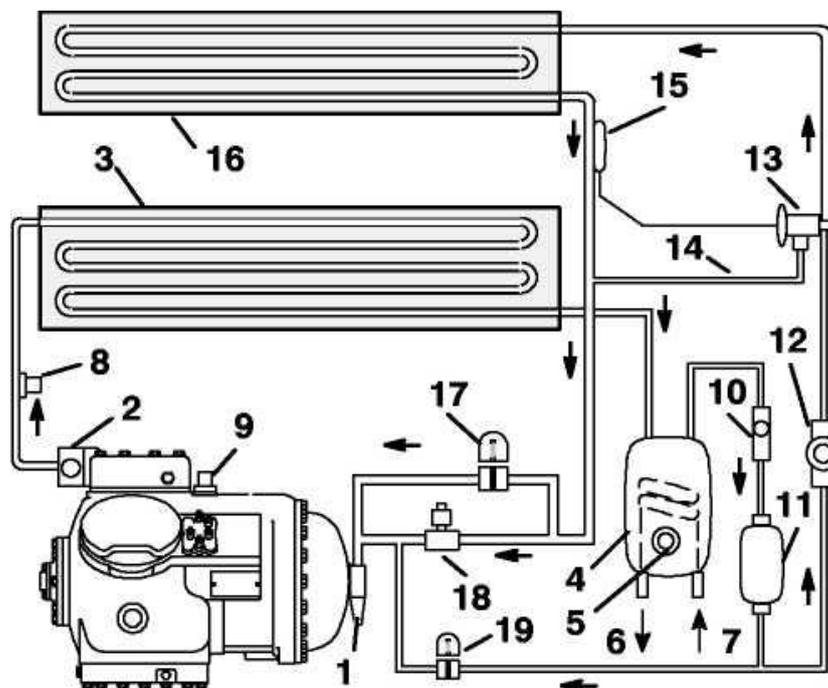


Рисунок 4.4 - Схема установки Carrier transicold

Складові установки Carrier transicold: 1 - всмоктуючий вентиль; 2 - нагнітальний вентиль; 3 - конденсатор з повітряним охолодженням; 4 - конденсатор з водяним охолодженням (або ресивер); 5 - оглядове скло; 6 - вихід води; 7 - вхід води; 8 - запобіжний вентиль (сторона високого тиску); 9 - запобіжний вентиль (сторона низького тиску); 10 - клапан рідинної лінії; 11 - фільтр-осушувач; 12 - індикатор вологість-рідина; 13 - розширювальний вентиль; 14 - урівнює лінія; 15 - чутливий елемент; 16 - випарник; 17 - всмоктуючий електромагнітний вентиль; 18 - модулюючий електромагнітний вентиль; 19 - гасящий вентиль (електромагнітний або термостатичний).

Чутливий елемент розширювального клапана на лінії всмоктування (близько виходу з випарника), управляє клапаном. Підтримуючи тим самим відносно постійний перегрів на виході з випарника, незалежно від навантаження, крім аномально високих температур в контейнері.

Комп'ютеризована система управління установкою Carrier Transicold розроблена з метою:

1. Регулювання температури подаваного і припливного повітря з дуже малою похибкою, за допомогою модулятивного контролю холодильного процесу, електронного контролю температури і розморожування для забезпечення безперервної нагнітання кондиціонером повітря в охолоджуване приміщення .

2. Надання двох незалежних свідчень уставок і, крім того, наступних даних:

- температури зовнішнього повітря;
- позиції клапанів (відкритий, закритий або % відкриття);
- напруги живлення, частоти і лінійних струмів;
- температури холодоагенту на всмоктуванні, нагнітанні і в конденсаторі;
- тиску нагнітання холодоагента;
- час роботи компресора;
- час, що залишився до розморожування.

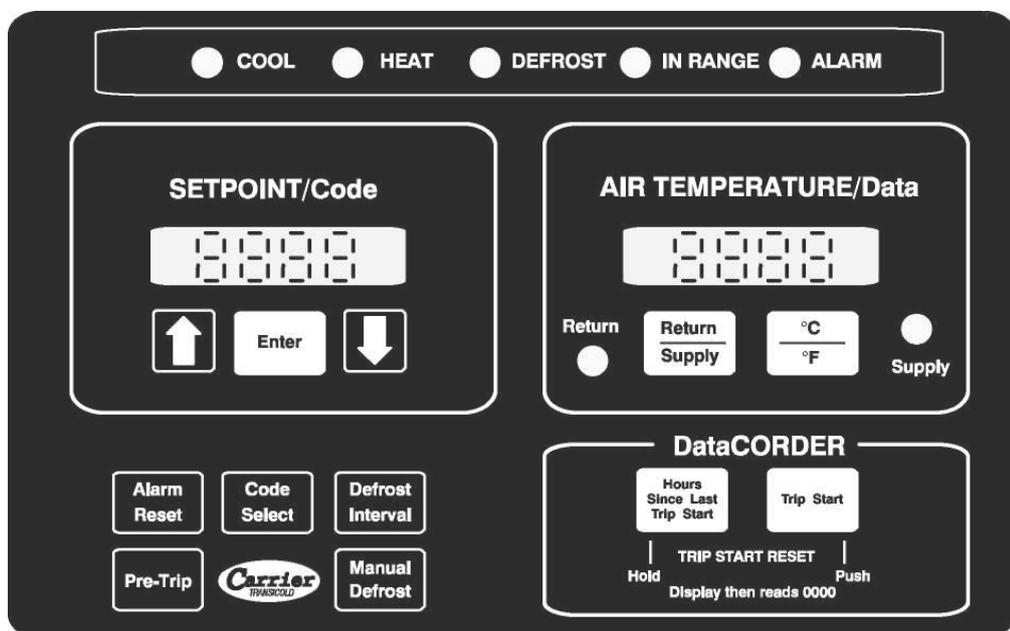


Рисунок 4.5 - Панель мікропроцесорного управління

Забезпечити цифровою індикацією і можливість вибору наступних даних:

- інтервал розморожування;
- діапазон відхилень;
- час затримки пуску установки;
- обмеження по струму.

3. Світлової сигналізації про несправності наступного:

- запобіжної захисту ланцюга управління, трансформатора, компресора, випарника, конденсатора або мотора;
- відключення при високому тиску;
- відмови якого або датчика;
- термостата високої температури;
- відмова нагрівача, термостата відтавання, і компресор;
- самодіагностики функцій комп'ютера.

4. Забезпечити зберігання докладної інформації про уставках температури повітря подачі і повернення, записи про потужність установки, почала режиму розморожування, зміни уставок, часу і дати виникли за час роботи помилок.

Таблиця 4.1

	Небезпечні умови	Запобіжні пристрої	Уставка пристрої
1.	Надмірне напруження	Автомат для захисту мережі	Спрацьовує при 24 і 50 А; скидання вручну 460 і 230 В
2.	Надмірне напруження при старті	Плавкий запобіжник	спрацьовує при 6 А
3.	Надмірна температура обмотки двигуна вентилятора	Внутрішній захист	N/A; Автоматична перезавантаження N/A
4.	Надмірна температура мотора компресора	Внутрішнє запобіжний пристрій	N/A
5.	Аномально низька кількість холодоагенту	Вентиль скидання тиску	Відкривається при 18,63 кг / см
	Аномально велику кількість холодоагенту	Вентиль скидання тиску	N/A
	Надмірне тиск нагнітання	Реле високого тиску	N/A
	Надмірна температура обмотки трансформатора	Внутрішнє запобіжний пристрій	Opens at 178 5_C

З вище викладеного можна зробити висновки, що до достоїнств розглянутої

схеми можна віднести:

- традиційну і просту в обслуговуванні схему холодильної машини;
- гнучку систему настройки регульованих параметрів.

До недоліків:

- відсутність очевидних переваг над установками того ж типу та вартості.

4.2 Вибір конфігурації схеми холодильної установки рефрижератора

Вибираючи оптимальну конфігурацію схеми рефустановки, слід пам'ятати, що кінцева ефективність системи істотно залежить від способу регулювання. Необхідно прагнути досягти найкращої холодопродуктивності, забезпечити стабільну роботу насосів, щоб вони витримували максимальні перепади температур. Важливими є способи регулювання холодопродуктивності, застосовувані для вибраної конфігурації.

І так, установка повинна задовольняти наступним критеріям:

- точність регулювання (відповідність холодопродуктивності або теплової потужності фактично необхідної);
- холодильний коефіцієнт, тобто ефективність системи;
- вартість системи;
- низьке енергоспоживання;
- мінімальна робота компресора;
- експлуатаційна надійність;
- безпека експлуатації та навколишнього середовища.

Розрізняють регулювання холодопродуктивності компресора і системно-інтегроване регулювання, здійснюване або за допомогою перепуску холодоагенту з боку високого тиску на сторону низького тиску, або дроселюванням на всмоктуванні. В енергетичному відношенні обидва останні методи не вигідні. У разі перепуску енергоспоживання компресора при частковому навантаженні лише незначно знижується (завдяки невеликому зниженню тиску конденсації), а при

дроселюванні воно зменшується лише відповідно до зміни тиску всмоктування.

Таким чином, обидва названих методу не прийнятні для застосування і не будуть далі розглядатися.

Більшість же методів регулювання холодопродуктивності компресорів вельми ефективні і володіють (у поєднанні з інтелектуальною системою управління) чудовим потенціалом енергозбереження при часткових навантаженнях.

Найпростішим є метод пусків і зупинок (ВКЛ / ВИКЛ), але залежно від вимог він може привести до поганої характеристики регулювання, сильних змін робочих умов і великому числу пусків, в результаті чого знижується ефективність і скорочується експлуатаційний ресурс компресора та інших елементів системи.

Метод "розвантаження циліндра", що вимагає відносно низьких витрат і вживаний зазвичай для багатоциліндрових компресорів. Досяжна градація холодопродуктивності залежить від конструкції компресора. У разі 4 і 6-циліндрових компресорів звичайно відключають 2 циліндра на кожного ступеня навантаження, що дозволяє регулювати холодопродуктивність з інтервалами (25) -50 - (75) - 100 % або 33-66-100 %.

Для напівгерметичного компресора може бути використано вирішення із застосуванням вбудованого перепускного контуру. При цьому між порожнинами високого і низького тиску циліндрів, які необхідно розвантажити, в перепускному каналі встановлюється регулюючий клапан (байпас), який перериває потік газу. Додатковий зворотний клапан на стороні високого тиску запобігає протитечії вже стисненого газу. Дане конструктивне рішення відносно просто, але недостатньо ефективно через значні втрат при роботі байпасу. До того ж термічне напруження компресора при часткових навантаженнях вельми високо, що значною мірою обмежує діапазон застосування методу .

Найбільш поширеним методом механічного регулювання холодопродуктивності компресорів є метод відключення циліндрів шляхом блокування всмоктуючих каналів окремих циліндрів або груп циліндрів.[7].

У режимі повного навантаження працюють всі циліндри компресора; соленоїдний клапан відключений . Як наслідок, всі газові канали в клапанній дошці і

голівці циліндра, а також регулює поршень знаходяться у відкритому положенні (рис.4.6-а).

При роботі в режимі часткового навантаження включається соленоїдний клапан, його якір піднімається. В результаті регулюючий поршень виявляється під дією високого тиску, рухається вниз і закриває загальний впускний канал в клапанній дошці (рис. 3.6-б). Таким чином, надходження газу припиняється, і відповідні поршні працюють в режимі "холостого ходу" . Даний метод регулювання надзвичайно ефективний, оскільки втрати обмежуються лише механічним тертям поршнів. У широкому робочому діапазоні енергоспоживання електродвигуна при частковому навантаженні зменшується майже пропорційно зниженню холодопродуктивності. Завдяки відносній простоті і надійності конструкції число циклів регулювання може бути відносно великим, що забезпечує його високу точність.

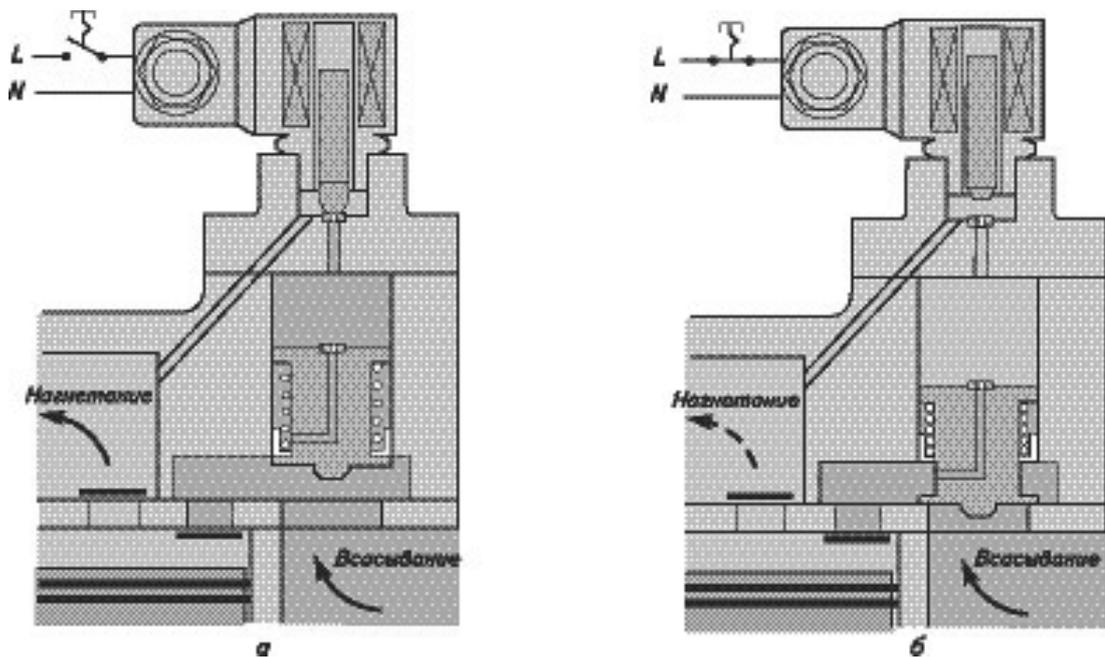


Рисунок 4.6 - Схема і принцип регулювання холодопродуктивності шляхом відключення циліндра блокуванням всмоктуючого каналу

В даний час також починають застосовуватися електродвигуни з частотним інвертором.

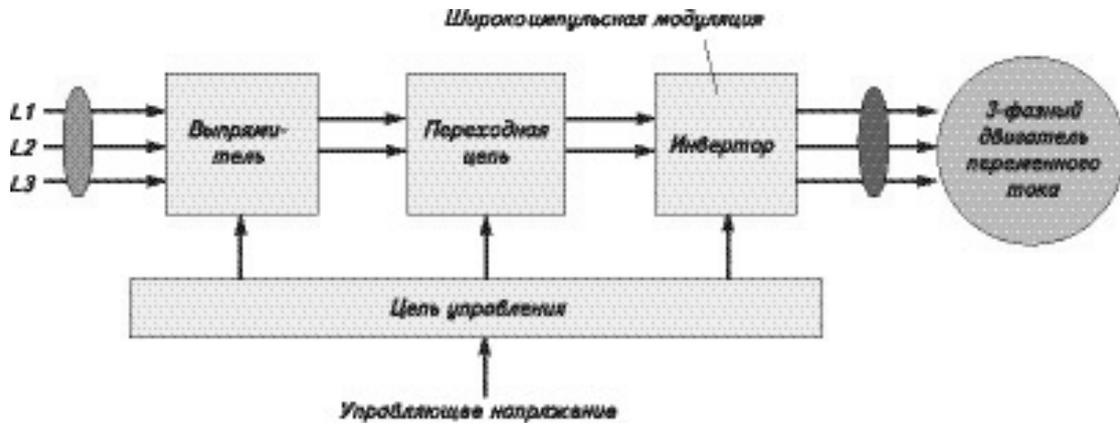


Рисунок 4.7 - Принципова схема частотного інвертора

Проте, дана відносно дорога технологія (через вартість інвертора) є економічно не обґрунтованою в порівнянні з раніше описаними методами.

Виходячи з вищевикладеного, можна зробити висновок, що для оптимальної конфігурації холодильної установки згодяться лише найкращі та прості рішення. Такі, як компресор з відключаються циліндрами і дроселювання холодоагенту на лінії всмоктування. Вони забезпечать плавне регулювання продуктивності, а так само зменшать механічне навантаження на компресор.

4.3 Аналіз ефективності використання холодильних агентів в холодильному обладнанні рефрижераторних контейнерів

Враховуючи те, що застосуванням холодильних установок, як в промисловості, так і в повсякденному житті людського суспільства постійно зростає, а в якості робочих речовин в таких установках зазвичай використовуються речовини, що зазначаються вищезгаданими міжнародними документами, в процесі вибору робочої речовини – холодильного агента слід комплексно оцінювати її вплив на земну атмосферу.

З іншого боку необхідно звернути увагу на енергетичну ефективність

холодильної установки враховуючи її призначення та умови експлуатації в залежності від обраного холодильного агента .

Найліпші значення достатньо великої кількості показників здатні створювати антагоністичні умови під час обрання конкретного холодильного агента, що вимагає від проєктанта пошуків оптимального рішення, яке в найбільшому ступені, буде відповідати всім наявним вимогам .

Сьогодні найбільш розповсюдженим холодильним агентом, який підлягає подальшій заміні є холодоагенти R134A та R513A . У зв'язку з цим, постає гостра необхідність дослідження нових холодоагентів, їх властивостей та їх впливу на експлуатаційні показники суднових холодильних установок (ХУ).

Альтернативні холодоагенти групи гідрофторвуглеводів (ГФВ) мають різний хімічний склад, фізичні властивості та термодинамічні особливості. Тому для дослідження можливості заміни холодоагенту або його використання у новому обладнанні необхідно з'ясувати як впливає на експлуатаційні показники ХУ застосування конкретного холодоагенту.

Одним зі шляхів розв'язання проблеми було б отримання комплексного критерію оцінки для обрання холодильного агента, який би враховував, як його вплив на процеси в атмосфері, так і виконання технологічних вимог .

Зниження кількості озону в земній атмосфері, як відомо, є наслідком надходження галогенів, які є складовою частиною хлорфторвуглеців, до яких відноситься значна частина традиційних холодильних агентів. Така властивість цих речовин оцінюється коефіцієнтом озоноруйнуючого потенціалу *ODP (Ozone Depletion Potential)*, що змінюється від 1 (100%), для найбільш поширеного в минулому сторіччі *R12*, до 0 для більшості холодильних агентів, що застосовуються нині (*R 507*, *R 404a* та інш.) .

Для оцінки впливу на парниковий ефект застосовують коефіцієнт глобального потепління *GWP (Global Warming Potential)*, в якості базового значення було прийнято $GWP=1$ для *R 11*, який може змінюватися дуже в широких межах від 1 до більш ніж трьох тисяч у *R 404a*, який теж використовується в деяких суднових холодильних установках.

Для остаточного урахування впливу функціонування холодильної установки на парниковий ефект в нинішній час рекомендують застосовувати показник *TEWI* (*Total Equivalent Warming Impact*), який враховує не тільки вплив холодильного агента, але й вплив кількості енергії, яка вживається холодильною установкою за весь час експлуатації.

$$TEWI = GWP \cdot M + \alpha \cdot B,$$

де M – загальна маса холодильного агента, викинутого до атмосфери під час експлуатації, кг;

α – кількість двоокису вуглецю (CO_2), що надходить до атмосфери під час виробки 1 кВт години енергії, кг/кВт година;

B – загальне електроживлення холодильної установки за весь час експлуатації, кВт.

Не важко зробити висновок, що наведені вище показники та їх порівняння з умов використання різних холодильних агентів не дозволяють оцінити ефективність експлуатації холодильної установки та її конкретний вплив на навколишнє середовище

Для вибору холодоагентів, які будуть порівнюватися розглянемо класифікацію альтернативних холодоагентів.(Рис.1). Для найбільш повного аналізу в асортименті сучасних холодильних агентів для порівняння обираємо холодоагенти різних груп та складів. Так обрані R1234ze, R134A - однокомпонентні, а R513A, R450A - суміші. R1234ze містить хлор, R134A, R450A, R513A, R1234ze - хлору не містять.

Основними чинниками, що визначають вибір холодоагенту, безумовно, є його термодинамічні та теплофізичні характеристики. Вони впливають на ефективність, експлуатаційні показники і конструктивні характеристики ХУ. Властивості холодоагентів залежать від структури молекули речовини, співвідношення молекул фтору, хлору і водню в його складі.

Речовини з високим вмістом молекул водню є горючими і при їх

застосуванні пожежонебезпечними.

Речовини з малим вмістом фтору володіють токсичністю та їх застосування обмежене санітарними нормами.

Речовини з малим вмістом водню довго "живуть" в атмосфері, майже не розкладаючись на частини, поглинаються біосферою Землі і є екологічно небажаними.

Для аналізу експлуатаційних показників були прийняти режими роботи суднової холодильної установки при температурах випарювання від -30°C до $+5^{\circ}\text{C}$, що охоплює найбільш можливі експлуатаційні режими. Показники холодильної установки були розраховані для холодоагентів R1234ze, R134A, R450A, R513A. Для дослідження зміни експлуатаційних показників ХУ, обираємо наступні найбільш характерні термодинамічні властивості та експлуатаційні показники:

- тиски конденсації та випарювання $p_k, p_{\text{вип}}$;
- дійсна масова подача компресора G_0 ;
- адіабатна(теоретична) ,індикаторна, ефективна потужності та потужність на валу електродвигуна $N_a, N_i, N_e, N_{\text{ел.д}}$;
- індикаторний, механічний, ефективний та електричний ККД $\eta_i, \eta_m, \eta_e, \eta_{\text{ел.д}}$;
- теоретичний, ефективний та електричний холодильні коефіцієнти $\varepsilon_m, \varepsilon_e, \varepsilon_{\text{ел}}$.

Розглянувши результати розрахунків параметрів холодоагентів у вузлових точках можна побудувати гістограму тисків конденсації та випарювання – рисунок 4.8.

Холодоагент R-450A має значно вищий у порівнянні з іншими холодоагентами тиск конденсації, який дорівнює 1.87 МПа і вищий за тиск конденсації R1234ze у 1.57 рази. Це є значним недоліком цього холодоагенту, оскільки через занадто високий тиск ми не можемо провести заміну без зміни конструкції ХУ. З гістограми видно, що холодоагент R-134A доцільно застосовувати при більш низьких тисках, а R-450A - при більш високих, тому конструктивно холодильне обладнання на R-450A буде суттєво відрізнятися.

R-513A-має найбільш наближене значення показників до R1234ze, тому цей

холодоагент - гарний вибір для ретрофіту.

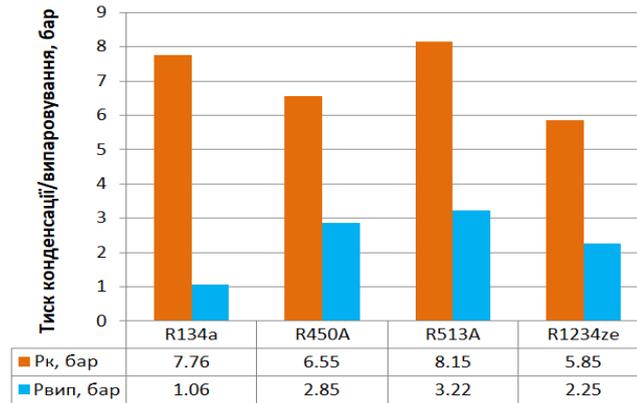


Рисунок 4.8 - Тиски конденсації та випарування

Проаналізувавши результати розрахунків, побудовано гістограми, які наглядно ілюструють зміну таких показників, як масова подача компресора адіабатна, індикаторна ефективна та електрична потужності ККД (рис. 4.9).

Розраховані значення свідчать про наступні зміни експлуатаційних показників (порівняно з базовим холодоагентом R1234ze): масова подача компресора на R134A збільшилася на 8,5%, R513A на 2,1%, а на R450A зменшилася на 4,2%; адіабатна потужність на R134A зменшилася на 5,1% і збільшилася на 3,7% та 5,9% при роботі на R450A та R513A відповідно; потужність на валу електродвигуна для R134A зменшилася на 4,3% ,для R450A збільшилася на 3,1%, для R513A збільшилася на 5.9%. Також маємо незначне зменшення ККД для R134A та збільшення ККД для R450A та R513A.

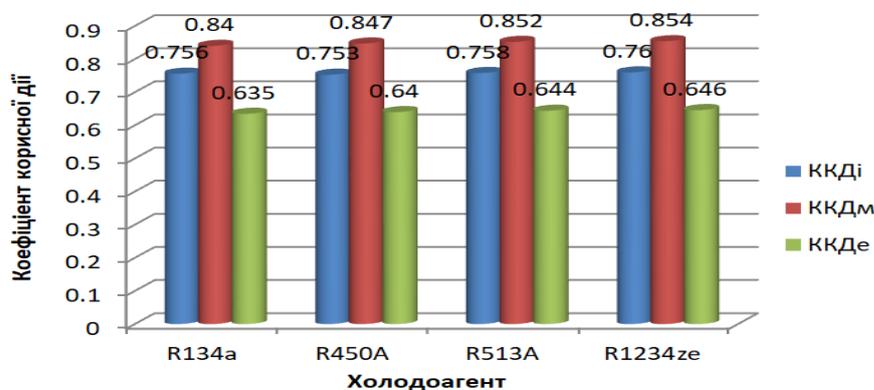


Рисунок 4.9 - Порівняння ККД

При аналізі беремо до уваги і інші фактори: наскільки далеко від критичної точки реалізований холодильний цикл (це впливає на відношення прихованої

теплоти пароутворення до питомої теплоємності рідини при постійному тиску), нахил кривих насичення рідини і пара, за яким визначають результативність перегріву, переохолодження і дроселювання. На нахил кривих істотно впливає мольна теплоємність.

На незворотність процесів дроселювання і перегріву пари впливає нахил кривих насичення. Втрати від незворотності значно вище поблизу критичної точки, де лінії насичення поступово стають більш пологими, формуючи двофазний купол.

Критична температура R-450A та R-513A нижче, ніж у R-1234ze. З цієї причини, незворотність через перегрів пари і незворотність, викликана дроселюванням, найвища для R-450A, потім для R-513A і найменша для R-134A.

Дослідивши холодильні коефіцієнти, можна зробити висновок, що саме так як холодильна машина, кращі показники буде мати установка на холодоагенті R-1234ze. Холодильний коефіцієнт на R-1234ze більший ніж на R-134A за розрахунками при однакових умовах на 10,3% (рис. 4.10).

Кожен з досліджуваних холодоагентів розглядається як альтернативний до R-22 , але не можна однозначно сказати, що один з холодоагентів кращий за інші, оскільки холодоагенти різні за своєю питомою холодопродуктивністю, коефіцієнтом тепловіддачі, тиском конденсації.

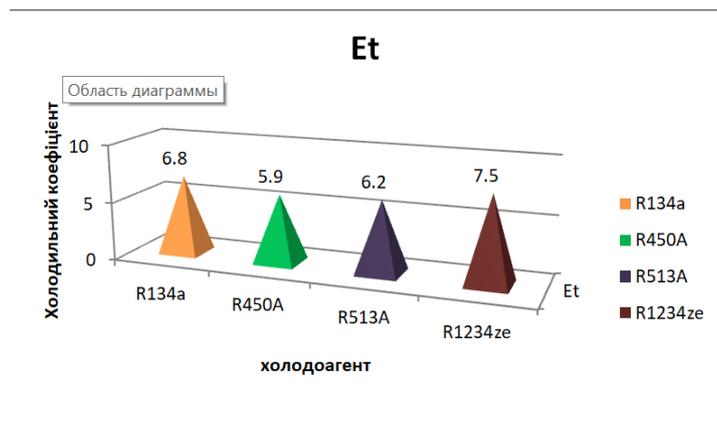


Рисунок 4.10 - Холодильні коефіцієнти

Як видно з вищенаведених діаграм, для зазначених холодоагентів характерні наступні експлуатаційні особливості:

R 407C:

- 1600 GWP (потенціал глобального потепління);

- властивості близькі до R-22, отже потрібні лише незначні зміни (іноді навіть не потрібні) в конструкції холодильних машин. Це дозволяє уникнути подорожчання устаткування.

Обґрунтування доцільності використання конкретного холодильного агенту базується на порівняльному аналізі енергетичних характеристик, фізичних властивостей та економічній складовій.

Однак в нинішній час не визначено комплексного показника, який би дозволив оцінити доцільність використання конкретних холодильних агентів з урахуванням як їх термодинамічних властивостей, так і екологічних факторів.

В якості основного показника, який характеризує енергетичну ефективність використання холодильного агенту доцільно визначити холодильний коефіцієнт ϵ . Основними показниками, що визначають екологічність холодильного агенту на нинішній час визнанні: потенціал руйнування озону (ODP) та потенціал глобального потепління (GWP), які використовуються для аналізу екологічної доцільності використання холодильного агенту.

Для полегшення процесу первинного вибору холодильного агенту можливо запропонувати введення комплексного показника, який буде враховувати вище вказані параметри. Виходячи з того, що для ефективного використання холодильного обладнання необхідно, щоб холодильний коефіцієнт був якомога вищий, а параметри ODP та GWP мінімальні, можливо використання формули

$$K = \epsilon / GWP \times ODP$$

Для розрахунку комплексного показника доцільно ввести наступні умови:

$$ODP_p = ODP + 1;$$

$$GWP_p = GWP \times 10^3.$$

Висновок

Проведено порівняльний аналіз енергетичних характеристик при умові використання холодильних агентів R134A, R513A, R450A, R1234ze в інтервалі

температур випарювання $-25 \div +5 \text{ }^{\circ}\text{C}$, який охоплює практично майже весь діапазон роботи суднових холодильних установок, провізійних камер та рефрижераторних контейнерів, впритул наближаючись до режимів роботи холодильних установок, систем комфортного кондиціонування повітря.

Для оцінки теплової ефективності можливо використовувати дійсний холодильний коефіцієнт та дійсний електричний холодильний коефіцієнти. Для оцінки енергетичних затрат на експлуатацію використовується показник ефективної потужності компресора.

По зазначеним показникам аналіз результатів розрахунків показує наступне:

При температурі $t_0 = -25 \text{ }^{\circ}\text{C}$ найбільше значення холодильного коефіцієнту характерне для R450A та R1234ze, а найбільша потуга холодильного компресора характерна для R450A, найменша для R1234ze.

5 АНАЛІЗ НАДІЙНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

5.1 Основні показники надійності холодної установки рефрижераторного контейнеру

Складні технічні об'єкти (системи), розраховані на об'єктів (елементів): середній наробіток на відмову; параметр потоку відмов; середній час відновлення; інтенсивність відновлення; коефіцієнти тривалий термін служби, створюються, як правило, ремонтпридатність. У розділі дане тлумачення основних показників надійності відновлюваних готовності й оперативної готовності. У даному розділі

розглядається методика аналізу надійності відновлюваних систем при різних схемах включення елементів. Перехід системи з непрацездатного (граничного) стану в працездатне здійснюється за допомогою операцій відновлення або ремонту. До перших, в основному, ставляться операції ідентифікації відмови (визначення його місця й характеру), заміни, регулювання, заключних операцій контролю працездатності системи в цілому. Перехід системи із граничного стану в працездатне здійснюється за допомогою ремонту, при якому відбувається відновлення ресурсу системи в цілому. Розглянемо, приміром, реле тиску. Відновлення працездатності реле відбувається шляхом заміни. А, наприклад, при відмові лінійного фільтра холодильного агенту в тій же установці відновлення працездатності може вироблятися шляхом ремонту або заміни його справним. В обох випадках потрібно зробити регулювання й перевірити функціонування системи в цілому, здійснивши контрольні операції.

При аналізі використаємо ряд допущень.

Потік відмов у системі найпростіший, тобто виконуються вимоги ординарності, стаціонарності й відсутності наслідку ($\omega = \lambda = \text{const}$),

Потік відновлень найпростіший, тобто
$$\mu = \frac{1}{\tau_B} = \text{const}$$

Відновлення відбувається шляхом ремонту або заміни з наступним настроюванням і перевіркою працездатності або справності системи за той саме час τ_B .

Дана система з інтенсивністю λ прагне прийняти стан відмови, а з інтенсивністю μ - перейти в працездатний стан.[5]. У таблиці 5.1 дані орієнтовні заводські параметри λ для ряду вузлів холодильної установки:

Таблиця 5.1 - Заводські параметри λ для ряду вузлів холодильної установки

Пристрій (елемент)	Параметр потоку відмов λ , 1/рік	Середній час відновлення τ_B , рік	Інтенсивність відновлення μ 1/рік
Компресор фреоновий, Q кВт	0,015	20	$5 \cdot 10^{-2}$

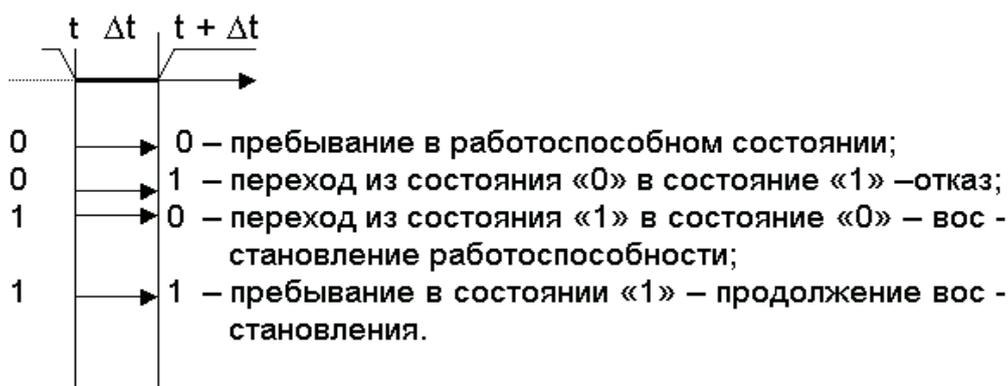
Вентилятор повітроохолоджувача	0,02	10	10^{-1}
Регулятори(реле) тиску й температури	0,01	2	0.5
Конденсатор кожухотрубний	0,03	10	10^{-1}
Вентилі соленоїдні	0,02	1	1
Фільтри осушувачі	0.05	0.5	2
РТО	0,03	10	10^{-1}
ТРК	0,01	2	0,5

Позначимо стійкі стани системи індексами:

1 - відмова, тобто система перебуває в стані відновлення з інтенсивністю відновлення $\mu = \text{const}$;

0 - працездатний стан з параметром потоку відмов $\omega = \text{const}$, $\lambda = \omega$.

Для аналізованої системи з урахуванням прийнятих допущень можливі чотири види переходу зі стану в момент часу t у стан у момент часу $(t + \Delta t)$:



Зазначені переходи можна представити у вигляді графа переходу станів системи з відновленням.

Графові переходу станів відповідає матриця перехідних ймовірностей 2×2 :

$$\begin{vmatrix} P_{00}(\Delta t) & P_{01}(\Delta t) \\ P_{10}(\Delta t) & P_{11}(\Delta t) \end{vmatrix}$$

Діагональні елементи цієї матриці відповідно визначаються як імовірність безвідмовної роботи на відрізьку Δt :

і ймовірність продовження відновлення системи на відрізьку Δt :

Скористаємося формулою розкладання функції в ряд:

У елементах з великим показником надійності $\lambda < 10^{-5}$ 1/год, тоді при розкладанні в ряд функції $P_{00}(\Delta t)$, зберігаючи високу точність розрахунку можна обмежитися тільки двома першими членами ряду. Нехай $\lambda=10^{-4}$ 1/година, $\Delta t = 1$ година, тоді

$$e^{-\lambda \Delta t} = 1 - 10^{-4} + \frac{10^{-8}}{2} - \frac{10^{-12}}{6} + \dots + O(\Delta t)$$

Таким чином, запишемо:

$$P_{00}(\Delta t) = e^{-\lambda \Delta t} = 1 - \lambda \Delta t + O(\Delta t)$$

Відповідно:

$$P_{11}(\Delta t) = 1 - \mu(\Delta t) + O(\Delta t)$$

Із властивостей матриці треба, що сума елементів кожного рядка матриці дорівнює одиниці, як сума ймовірностей появи несумісну складову повну групу подій, звідки треба:

$$P_{00}(\Delta t) + P_{01}(\Delta t) = 1; P_{01} = 1 - P_{00}(\Delta t) = \lambda \Delta t + O(\Delta t);$$

$$P_{11}(\Delta t) + P_{10}(\Delta t) = 1; P_{10} = 1 - P_{11}(\Delta t) = \mu \Delta t + O(\Delta t).$$

Для складання рівнянь ймовірностей станів системи варто записати формулу повної ймовірності для кожного стовпця матриці:

$$P_0(t+\Delta t) = P_0(t) \times P_{00}(\Delta t) + P_1(t) \times P_{10}(\Delta t) - \text{для першого стовпця};$$

$$P_1(t+\Delta t) = P_0(t) \times P_{01}(\Delta t) + P_1(t) \times P_{11}(\Delta t) - \text{для другого стовпця};$$

де $P_0(t)$ - імовірність знаходження системи в нульовому (працездатному) стані в момент часу t ;

$$P_1'(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{P_1(t + \Delta t) - P_1(t)}{\Delta t},$$

де $P_1(t)$ - імовірність знаходження системи в стані "1" (відмови) у момент часу t .

У ці вираження підставимо розкриті формули повних ймовірностей.

$P_0(t + \Delta t)$ і $P_1(t + \Delta t)$, зробимо відповідні перетворення й одержимо систему двох диференціальних рівнянь щодо ймовірностей перебування системи в станах "0" й "1":

При початкових умовах $P_0(t = 0) = 1$; $P_1(t = 0) = 0$, у початковий момент часу ($t = 0$) відновлювана система працездатна - перебуває в стані "0". Рішення диференціальних рівнянь дає:

$$P_0'(t) = \lambda P_0(t) - \mu P_1(t)$$

Імовірність працездатного стану системи в момент часу t являє собою функцію готовності $G(t)$. Функція готовності - це ймовірність працездатного стану відновлюваної системи в певний момент часу t . Цей показник є комплексним з надійності, що оцінює дві властивості системи - безвідмовність і ремонтпридатність. Помітимо, що $G(t)$ дає оцінку не за весь період від 0 до t , а тільки в заданий момент часу t , оскільки до цього система могла перебувати як у працездатному (0), так й у непрацездатному (1) станах.

Припустивши $\lambda = \text{const}$, можна наочно побачити наскільки підвищиться надійність системи за рахунок збільшення μ (скорочення часу відновлення) для певного часу t .

Наприклад, при збільшенні μ у десять разів для моменту $\lambda t = 1$ надійність підвищиться з $G(t) = 0,41$ до $G(t) = 0,95$. Для високонадійних систем, приміром, компресора й вентилятора повітроохолоджувача, коли: $\lambda < 10^{-5}$ 1/ч, $\mu > 10^{-2}$ 1/ч, оцінку надійності доцільно визначати за рік експлуатації. У цьому випадку зручно користуватися коефіцієнтом готовності.

Визначимо граничне значення $G(t)$ по вираженню:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} G(t) = \frac{\mu}{\lambda + \mu} = K_r$$

Асимптотичне значення функції готовності при $t(\rho) \rightarrow \infty$ є коефіцієнт готовності. Таким чином, коефіцієнт готовності являє собою ймовірність того, що система виявиться працездатною в довільний момент часу, крім планованих періодів, протягом яких використання системи по призначенню не передбачається.

5.2 Цикл роботи холодильної установки рефрижераторного контейнера

Будуємо цикл роботи холодильної установки обслуговуючої рефрижераторний контейнер.

Задаємося температурою зовнішнього повітря $+35^{\circ}\text{C}$.

Мінімальна температура в охолоджуваному обсязі контейнера -20°C .

1. Визначаємо температуру конденсації виходячи з того, що у нас повітряний конденсатор:

$$t_k = t_{\text{нв}} + 10^{\circ}\text{C} = 45^{\circ}\text{C};$$

2. Визначаємо температуру випаровування холодоагенту в повітроохолоджувачах:

$$t_o = t_{\text{хр}} - 10^{\circ}\text{C} = -30^{\circ}\text{C};$$

3. Задаємося перегрівом пари на всмоктуванні в компресор, виходячи з конструктивних характеристик компресора і системи охолодження:

$$t_{\text{вс}} = t_o + 20^{\circ}\text{C} = -10^{\circ}\text{C};$$

4. Визначаємо параметри на нагнітанні компресора допустивши, що процес стиснення проходить по адіабаті:

$$t_{\text{н}} = 75^{\circ}\text{C}.$$

2-3 - зняття перегріву;

3-4 – конденсація;

5. Враховуючи, що установка обладнана регенеративним теплообмінником приймаємо переохолодження конденсату перед дроселюванням 10°C :

4-5 – переохолодження перед дроселюванням;

5-6 – дроселювання холодоагенту в ТРВ;

6-7 - випаровування холодоагенту в повітроохолоджувачі.

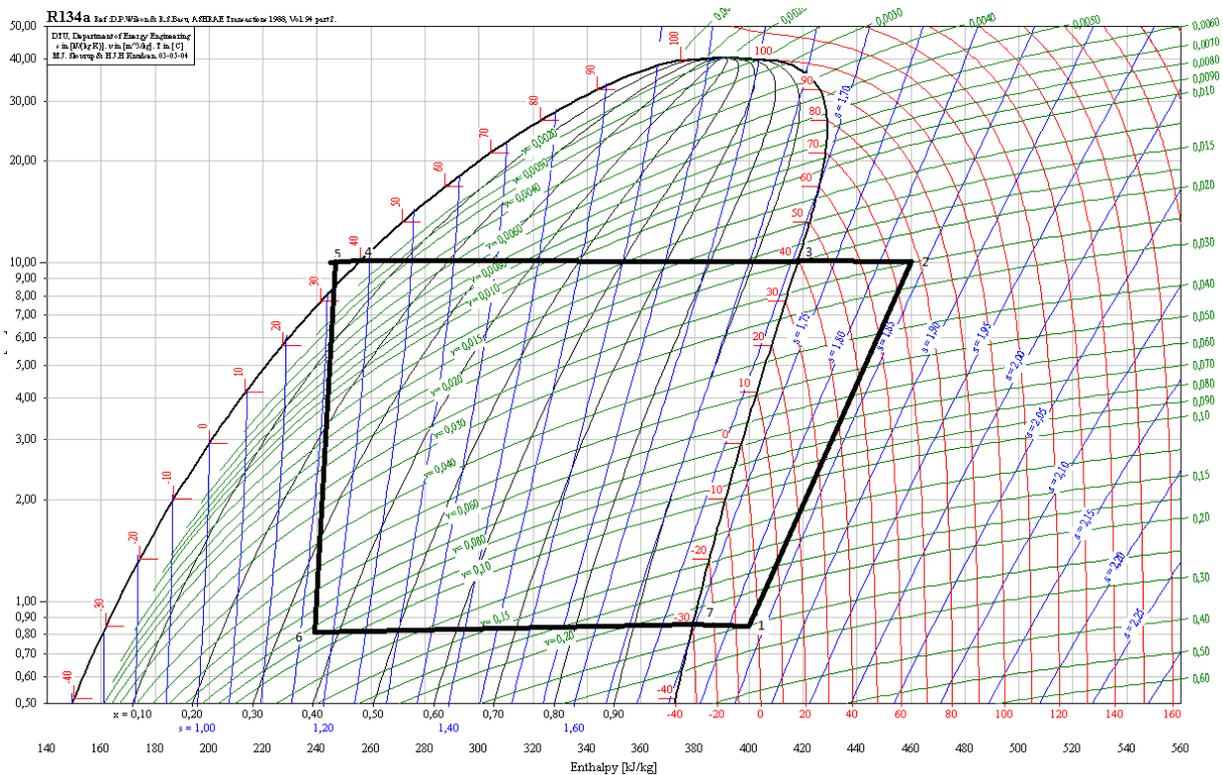


Рисунок 5.1 - Цикл роботи холодильної установки рефрижераторного контейнера

5.3 Шляхи підвищення надійності холодильного обладнання рефрижераторного контейнера

Суднові холодильні установки різного призначення в даний час експлуатуються велику частину часу без безпосереднього втручання оператора. Внаслідок чого кваліфіковане технічне обслуговування стає можливим тільки при заході судна в порт має відповідну технічну базу і фахівців, у зв'язку з цим питання надійності суднових холодильних установок та систем охолодження продовжують залишатися актуальними, Одночасно необхідно враховувати особливі вимоги до надійності цих об'єктів, зумовлені специфікою умов експлуатації.[13].

Розглядаючи суднову холодильну установку як складну систему, що складається з підсистем та окремих елементів, Яка через певний проміжок роботи прагне перейти в неідеальний стан необхідно - з одного боку збільшити період працездатності шляхом своєчасного технічного обслуговування та ремонту, а з

іншого - передбачити такий графік технічного обслуговування, Який передбачив би максимальну ймовірність збереження працездатного стану під час знаходження судна в морі.

Під надійністю слід розуміти властивість об'єкта зберігати в часі працездатність в заданих умовах застосування, технічного обслуговування, ремонту, зберігання і транспортування називають.

Для визначення надійності об'єктів необхідно розглянути кількісні характеристики цієї властивості, які називають показниками надійності. Для холодильного обладнання вибирають показники надійності характеризують три властивості - безвідмовність, довговічність і ремонтпридатність, з урахуванням основних процесів, що призводять до втрати працездатності внаслідок зносу і корозії.

Безвідмовність - середнє напрацювання на відмову для ремонтваних об'єктів та інтенсивність відмов для не ремонтпридатних об'єктів.

Довговічність - середні ресурси до капітального, Середнього та поточного ремонту для ремонтваних об'єктів або так званий гамма-процентний ресурс для ремонтпридатних об'єктів.

Ремонтпридатність - середній час відновлення працездатності, або об'єднана питома оперативна трудомісткість технічного обслуговування та ремонту.

Під середньою напрацюванням на відмову тн.от звичайно розуміють відношення сумарного напрацювання об'єкта до математичного сподівання кількості відмов у період цієї напрацювання.

Інтенсивність відмов λt - це умовна щільність ймовірності виникнення відмови, яку визначають для певного моменту часу за умови, що до цього часу відмова не виник.

Середній ресурс до відповідного виду ремонту t_k , t_c , t_r , являє собою сумарну напрацювання об'єкта, при досягненні якої застосування його за призначенням має бути припинено для проведення відновлювальних робіт.

Гамма-процентний ресурс t_γ представляє собою середню напрацювання, в

перебігу якої об'єкт не досягає граничного стану з заданою вірогідністю, що у відсотках.

Оскільки на суднову холодильну установку, як правило, діють не детерміновані фактори, то і стан її буде невизначеним.

У цьому випадку показники надійності є випадковими величинами і задаються законом розподілу.

Досвід експлуатації більшості механізмів, апаратури і приладів показує, що найбільш загальним для визначення інтенсивності відмов є розподіл Вейбула. Згідно з цим розподілом щільність ймовірності моменту відмови може бути визначена із залежності:

$$f(\tau) = \lambda \delta \tau^{(\delta-1)} e^{-(\lambda \tau)^\delta},$$

де δ - параметр форми, який визначається за експериментальними даними шляхом вибору закону розподілу,

λ - параметр масштабу.

Інтенсивність відмов визначається виразом:

$$\lambda(\tau) = \lambda \delta \tau^{(\delta-1)}$$

ймовірність безвідмовної роботи

$$P(\tau) = \int_0^\tau e^{-\lambda(t)dt} = e^{-\lambda \tau^\delta}$$

середнє напрацювання до відмови $\infty \infty$

$$T_{1=0} = \int_0^\infty P(\tau) d\tau = \int_0^\infty e^{-\lambda \tau^\delta} d\tau.$$

При $\delta < 1$ інтенсивність відмов монотонно убуває, що відповідає періоду підробітки, а при $\delta > 1$ монотонно зростає, що відповідає періоду інтенсивного зносу. Одночасно слід зазначити, що при $\delta = 1$ розподіл Вейбула переходить в експоненційний, а при $\delta = 2$ - у розподіл Релея.

На рисунку 5.2 представлена залежність $\lambda = f(\tau)$ для поршневих компресорів холодильних установок з урахуванням того, що час напрацювання становить 200 - 1000 годин, а інтенсивний знос, при відсутності технічного обслуговування та поточного ремонту, починається приблизно через 10 000 годин.



Рисунок 5.2 - Інтенсивність відмов у процесі експлуатації поршневих холодильних компресорів

При вирішенні завдань забезпечення надійності складних систем, що складаються з великої кількості ланок, коли кожна ланка може мати відмінну від сусідніх схему і властивості, процедура розрахунку показників надійності досить складна. Як правило, реальна система має таку структуру сполуки та взаємодії елементів, яка не може бути зведена ні до паралельно-послідовною, ні до послідовно-паралельної схемами для яких розроблено принципи розрахунку показників, що визначають надійність.

У зв'язку з цим при вирішенні задач надійності в складних системах доцільно використовувати логіко-імовірнісний розрахунок за допомогою дерева відмов. Розглянутий метод заснований на логіко-ймовірнісній моделі причинно-наслідкових зв'язків відмов системи з відмовами її елементів та іншими подіями (впливами).

При аналізі виникнення відмов, дерево відмов складається з послідовностей і комбінацій порушень і несправностей і являє собою багаторівневу графологічну структуру причинних взаємозв'язків, отриманих в результаті простежування небезпечних ситуацій у зворотному порядку, Для того щоб відшукати можливі причини їх виникнення.

На рисунку 5.3 наведена умовна схема побудови дерева відмов для суднової холодильної установки в самому загальному випадку. При розгляді конкретної холодильної установки число факторів спостережуваних і діють на кожному рівні буде мінятися в залежності як від конструктивних так і від експлуатаційних умов. Очевидно що доцільно виділяти складові частини системи (вузли холодильної установки) ймовірність безвідмовної роботи яких нижче ніж в інших і, розглядаючи їх більш детально, визначати період нормальної роботи для всієї установки.

У розглянутому способі реалізований дедуктивний метод (причини-наслідку), що наділяє метод самими серйозними можливостями по пошуку кореневих причин відмови системи, так як дає наочну і докладну схему взаємозв'язків елементів і подій, які впливають на їх надійність.

В якості достоїнств дерева відмов можна виділити наступні:

- аналіз орієнтується на знаходження конкретних відмов;
- дозволяє виявити найменш надійні місця системи;
- графічно являє наочний матеріал для спеціалістів обслуговуючих системи;
- дає можливість виконувати якісний і кількісний аналіз надійності системи;
- у процесі обслуговування дозволяє почергово зосереджуватися на окремих конкретних відмови системи;
- забезпечує глибоке уявлення про поведінку системи в процесі роботи;
- допомагає дедуктивно виявляти відмови;
- дає можливість наукового обґрунтування конструктивних змін і встановлення ступеня відповідності конструкції системи заданим вимогам та аналізу компромісних рішень;
- забезпечує аналіз надійності складних систем.

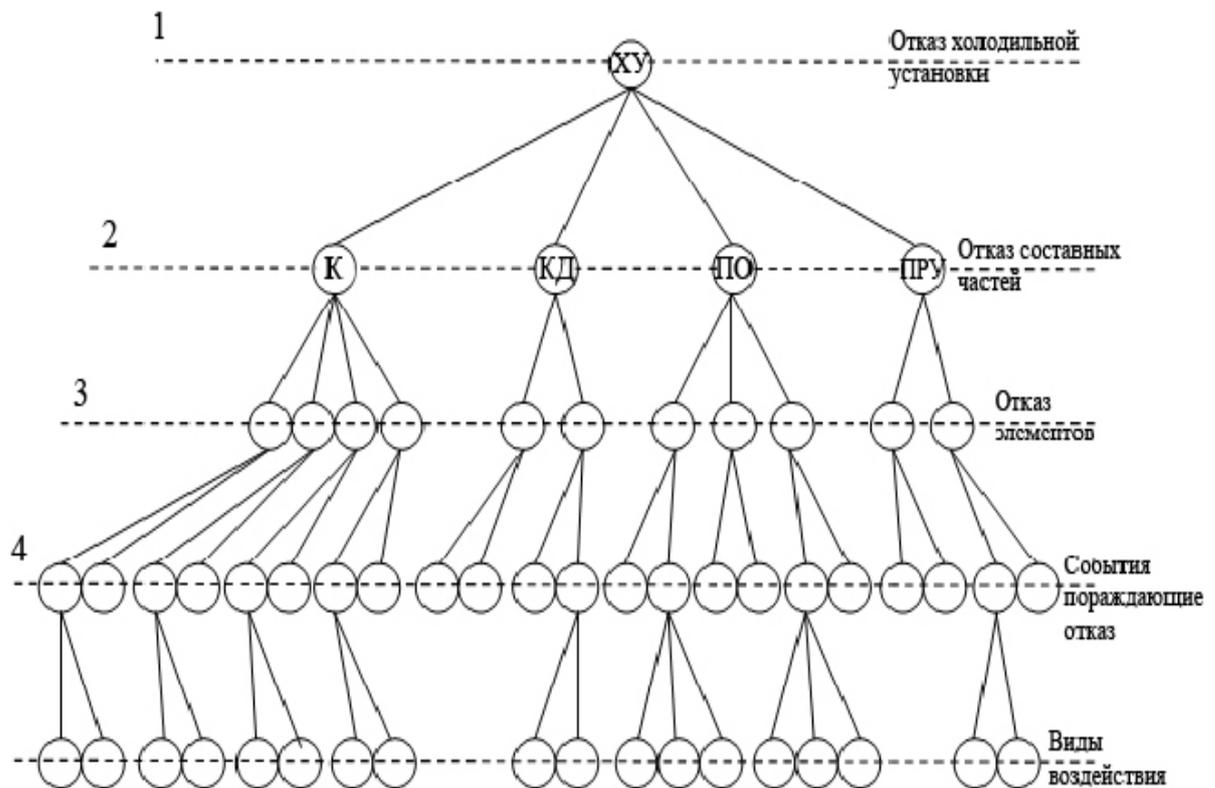


Рисунок 5.3 - Умовна схема побудови дерева відмов для судновий холодительної установки

При використанні дерева відмов слід враховувати, що воно являє собою схему булевої логіки, на якій показують тільки два стани: Робочий і відмовила, важко врахувати стан часткової відмови, оскільки при використанні методу вважають, що система знаходиться або в справному стані, або у стані відмови.

5.4 Оцінка ризику аварій холодительної установки рефрижераторного контейнеру

Судова холодительна установка як складна технічна система є небезпечним виробничим об'єктом. У зв'язку з цим важливою проблемою для холодительної установки стає оцінка ризику аварії, тобто процес, який використовується для визначення ймовірності, або частоти і ступеня тяжкості наслідків реалізації небезпек аварій. Оцінка ризику включає аналіз ймовірності, аналіз наслідків і їх поєднання.

Ризик аварії - міра небезпеки, що характеризує можливість виникнення

аварії судновий холодильної установки і тяжкість її наслідків.

Для холодильної установки в якості основних кількісних показників ризику аварії можна розглядати:

- технічний ризик - ймовірність відмови вузлів та елементів холодильної установки з наслідками певного рівня за певний період функціонування;
- очікуваний збиток - математичне сподівання величини збитків від можливої аварії за певний час.

Аналіз ризику аварій слід розглядати як складову частину управління промисловою безпекою, при цьому в якості основних завдань аналізу ризику можуть бути визначені:

- отримання об'єктивної інформації про стан безпеки судновий холодильної установки;
- відомості про найбільш небезпечних, «слабких» вузлах з точки зору безпеки;
- розробка рекомендацій щодо зменшення ризику.

На етапі експлуатації метою аналізу ризику є:

- перевірка відповідності умов експлуатації вимогам промислової безпеки;
- уточнення інформації про основні небезпеки та ризики;
- розробка рекомендацій щодо діяльності наглядових структур;
- вдосконалення інструкцій з експлуатації і технічного обслуговування;
- оцінка ефекту зміни в прийомах практичної роботи і технічного обслуговування.

Одним із завдань оцінки ризику є оцінка частот виникнення і всіх небажаних подій і оцінка наслідків їх виникнення. З цією метою можна використовувати статистичні дані щодо аварійності та надійності холодильної установки, логічні методи аналізу «дерев подій» і «дерев відмов», імітаційні моделі виникнення аварій та експертні оцінки.

На стадії ідентифікації небезпек для судновий холодильної установки можуть бути використані:

- аналіз видів, наслідків і критичності відмов;

- аналіз безпеки і працездатності;
- аналіз «дерев відмов» (рис. 5.3) і «дерев подій».

Методи аналізу видів, наслідків і критичності відмов, аналізу безпеки і працездатності крім ідентифікації небезпек та їх ранжування дозволяють виявити неясності та неточності в інструкціях з експлуатації, проте їх застосування для аналізу комбінацій подій призводять до аварії утруднено.

Практика показує, що великі аварії, як правило, характеризуються комбінацією випадкових подій. Для виявлення причинно-наслідкових зв'язків між цими подіями доцільно використовувати логіко-графічні методи аналізу «дерев відмов» і «дерев подій».

5.5 Рекомендації по підвищенню надійності холодильної установки рефрижераторного контейнеру

Система охолодження рефрижераторного контейнера моделі CF-II M-40 є повністю електричною, цілісною, автономною холодильною установкою з нижнім відводом повітря. Кожен блок призначений для охолодження та підігрів великих контейнерів для суднових і сухопутних транзитів. Блок встановлюється в передній стійці контейнера.

Кожна холодильна установка оснащена 60 фут.(18,3 м) кабель для роботи з 460-380V / 3 потужності 60-50 Гц. Кожен блок також обладнаний 460-380V / 3 60-50 Гц електродвигуном. Система автоматичної корекції фази забезпечує належність послідовності фаз електричного компресора, вентилятора конденсатора та двигуна операції вентилятора випарника.

Особливості включають напівгерметичність компресора з системою вприскування рідини; з водяним охолодженням конденсатора-ресиверу; двох швидкісне обертання вентиляторів випарника; система повітря обміну; дві швидкості вентилятора конденсатора; послідовність компонента запуск системи; пропорційно-інтегральна похідна (PID) створення системи управління, індикатор; USDA дистанційним записам температури; віддаленої системи тривоги, запис

термометром і мікропроцесорним контролером температури з подачі повітря, зворотного повітря і котушки датчика температури для контролю, моніторингу та запису операції .

Холодильна установка рефрижераторного компресору управляється:

- мікропроцесором;

-регулятором температури;

Діапазон заданого значення:

-20.0+80.0(-28.8+26.7) °C

Цифрова індикація температури:

-40.0+99.9(-40.0+37.7) °C

Повертання повітря над 24,0 F (-4,4 C):

Мікропроцесор ініціює розморожування на основі різниці між температурою випарника та температури зворотного повітря.

Повертання повітря нижче 24,0 F (-4,4 C):

Мікропроцесор ініціює розморожування на основі різниці між температурою повітря, що нагнітається та температури зворотного повітря.

Внутрішній розморожуючий Таймер:

Заводська запрограмованість протягом 12 годин. Проміжок часу функції розморожування програмується від 1 до 48 годин в розділі "dFln" в мікропроцесорних меню.

Відтаювання: котушки та датчика

Завершує розморожування коли температура котушки датчика перевищує 75,0 F (230,9 C)

Інтервал таймера:

Розморожування закінчується через 45 хвилин після початку, якщо котушки датчика не припинило розморожування

Power Off:

На пристрою вимикач OFF припиняє розморожування

Випарник над запобіганням від температури (Працює тільки тоді, коли підігрівач працює):

Відкриває підігрівач контактор на 100 F (37,8 C). Ініціює тривогу по 110 F (43,3 C).

Система охолодження рефрижераторного контейнеру типу CF-II M-40

Модель компресора: 3DS-075E TFD 250

Хладагент: R-134a

Ємкість масла в компресорі: 3.96 літра

Компресорне масло типу: На основі складних ефірів типу Паліола

Перемикач швидкості вентиляторів конденсатору:

200±7(13,79±48 кПа) відкр.

160±7(11,03±48 кПа) закр.

Клапан рідини (компресор): 24 В

Соленоїдний клапан рідини (холодильної системи): 24 В

Лінія всмоктування соленоїду: 24 В

Регулюючий клапан: 12V

Струм: 0 – 0.4 ампера, клапан відкритий

0.4 – 1.4 ампера, клапан закр.

Вище 1.4 ампера, клапан закр.

Опір холоду:

7.6ohms at 75.0 F (23.9 C)

До головних частин холодильної установки рефрижераторного контейнера відносяться:

1. Компресор;
2. Повітряний конденсатор;
3. Повітроохолоджувач;
4. Регенеративний теплообмінник (РТО);
5. Ресивер – водяний конденсатор;
6. Терморегулюючий вентиль (ТРВ);
7. «Регулюючі клапана» ;
8. Мікропроцесор;
9. Фільтр – осушувач.

Зі всіх частин холодильної установки рефрижераторного контейнера найчастіше відмови пов'язані з виходом з ладу компресора. Середній робочий час складає 50%. Також це можливо побачити з «Таблиця 3.1 - Заводські параметри λ для ряду вузлів холодильної установки», по таким параметрам, як:

1. Параметр потоку відмов λ , 1/рік – 0,015;
2. Середній час відновлення τ_v , год – 20;
3. Інтенсивність відновлення μ , 1/год - $5 \cdot 10^{-2}$.

Вони найбільш негативні, якщо брати це зі всіх елементів холодильної установки.

Виходячи із цього робимо висновки, що потрібно забезпечити збереженість вантажу під час ремонту. Для цього пропонуємо розробити схему, що передбачає підключення компресора від сусіднього контейнера, яка представлена на рис. 5.4

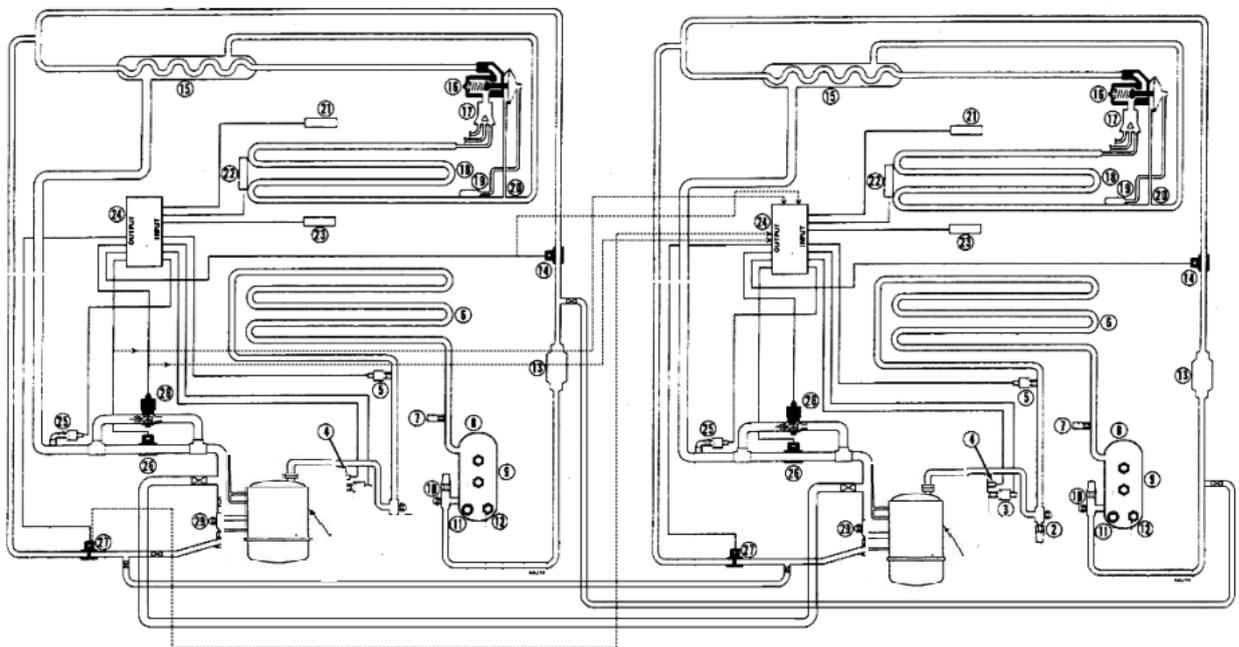


Рисунок 5.4 - Схема підключення компресора від сусіднього контейнера.

На ній показані: компресор; повітряний конденсатор; повітроохолоджувач; регенеративний теплообмінник (РТО); ресивер – водяний конденсатор; терморегулюючий вентиль (ТРВ); «регулюючі клапана»; мікропроцесор; фільтр – осушувач. Для цього робимо врізки, приєднуємо кабельне керування, об'єднуючи

обидві холодильні установки, перевіряємо надійність вузлів.

5.6 Застосування спіральних компресорів в комплексі холодильної машини рефконтейнеру

Вперше такий простий вигляд стиснення був запатентований в 1905 році. Рухома спіраль, узгоджено рухаючись по відношенню до нерухомої спіралі, створює між цими спіралями систему з серповидних областей, заповнених газом (рис. 5.1.).

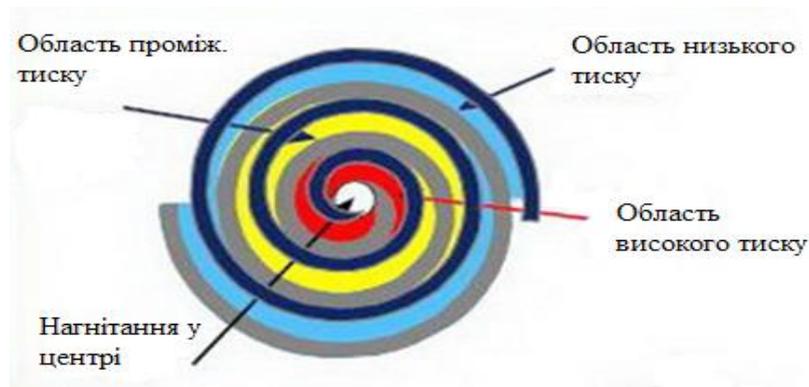


Рисунок 5.5 - Потік газу в спіралях

Під час процесу стиснення одна спіраль залишається нерухомою (зафіксованою), а друга здійснює орбітальні (але не обертальні) рухи (орбітальна спіраль) навколо нерухомої спіралі. У міру розвитку такого руху, області між двома спіралями поступово проштовхуються до їх центру, одночасно скорочуючись в обсязі. Коли область досягає центру спіралі, газ, який тепер перебуває під високим тиском, виштовхується з порту, розташованого в центрі. Під час стиснення кілька областей піддаються стисненню одночасно, що дозволяє здійснювати процес стиснення плавно. І процес всмоктування (зовнішня частина спіралей), і процес нагнітання (внутрішня частина спіралей) здійснюються безперервно.

1. Процес стиснення здійснюється шляхом взаємодії орбітальної і нерухомої

спіралей. Газ потрапляє в зовнішні області, утворені під час одного з орбітальних рухів спіралі.

2. У процесі проходження газу в порожнину спіралей усмоктувальні області закриваються.

3. Тому рухома спіраль продовжує орбітальний рух, газ стискається в двох постійно зменшуваних областях.

4. До того часу, як газ досягне центру, створюється тиск нагнітання.

5. Зазвичай, під час роботи всі шість областей, наповнених газом, знаходяться в різних стадіях стиснення, що дозволяє здійснювати процеси всмоктування і нагнітання безперервно.

Типовим застосуванням є кондиціонування повітря в квартирах, на кораблях, фабриках та у великих будинках, також на АТС, в процесах охолодження і на транспорті. Холодильні спіральні компресори (див. рис. 5.6.) широко використовуються в компресорно-конденсаторних агрегатах, в системах "виносного холоду" супермаркетів, в промисловому холоді і в транспортних установках, включаючи контейнери. Такий набір можливостей не має аналогів серед компресорів інших типів. Спіральні компресори представлені в діапазоні потужності 2 ... 15 к.с. (по вбудованому електричному / двигуну). До основних особливостей таких компресорів відносяться: широкий робочий діапазон, ефективність, порівнянна з напівгерметичними компресорами, і перевагу над герметичними моделями при низькотемпературному застосуванні, плавна робота, що дозволяє здійснювати постійний стиск і зменшена кількість рухомих частин, висока надійність, що досягається за допомогою ексклюзивної конструкції. Перевага в масогабаритних показниках: спіральні компресори займають 1/3 опорної поверхні еквівалентної напівгерметичним моделям компресора, а їхня вага становить 1/4 від її ваги. У спіральних компресорах рухомих частин менше, ніж у поршневих. Завдяки цьому вони володіють підвищеною надійністю і можуть використовуватися в більш широкому робочому діапазоні. Оптимізовані для роботи при низьких, середніх і високих температурах кипіння серії холодильних спіральних компресорів все більш і більш витісняють поршневі

компресори.



Рисунок 5.6 - Корпус спірального компресора

Вважається, що спіральні компресори можуть застосовуватися тільки в кондиціонуванні повітря, а для роботи в низькотемпературній області підходять тільки напівгерметичні поршневі або гвинтові компресори. Так, це висловлювання дійсне для більшості існуючих у світі спіральних компресорів. Але не для компресорів Copeland. Унікальність спіральних компресорів Copeland полягає в можливості безболісно вприскувати рідкий (або пароподібний) холодоагент безпосередньо в спіральні порожнини приблизно в середині процесу стиснення (схему роботи спірального компресора див. на рис. 5.7.). Такої можливості не має більшість інших спіральних компресорів через серйозні відмінності конструкції. Фірма Copeland, будучи піонером у промисловому освоєнні спіральної технології у світовому масштабі (перші в світі серійні спіральні компресори зійшли з конвеєра нового спеціалізованого заводу Copeland в США в 1987р.), першою запатентувала в ряді країн найбільш цікаві технічні рішення, які їй дозволяють виробляти впорскування рідини для проміжного охолодження в низькотемпературних режимах безпосередньо в зону стиснення, не знижуючи робочого ресурсу компресора. Завдяки цьому низькотемпературний спіральний компресор Copeland практично єдиний у світі може спокійно працювати при температурах кипіння мінус 35 ... мінус 40°C (R22 або R404A) і при звичайних температурах конденсації + 30 ... + 50°C.

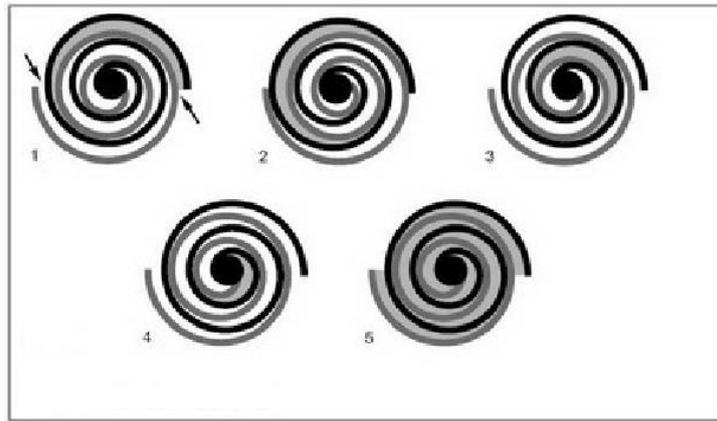


Рисунок 5.7 - Схема роботи спірального компресора

Таким чином, технологічний процес заморожування з використанням низькотемпературного спірального компресора - це реалії сьогодення. Дана технологія вже опробована і успішно застосовується в Україні та інших країнах СНД.

Наявність в три рази меншої кількості рухомих частин в порівнянні з традиційними напівгерметичними поршневими компресорами, вбудованої системи захисту та механізму узгодження спіралей забезпечує значну толерантність до потрапляння рідкого холодоагенту, дозволяє говорити про відмінну надійність цього ряду компресорів в цілому. Іншими важливими перевагами спіральних компресорів є робота при низьких температурах конденсації, що забезпечує чудову річну ефективність експлуатації, широкий робочий діапазон і зменшення габаритів для кращої пристосованості до необхідного застосування. Особливо підходящим обладнанням для багато випарних холодильних систем, що вимагають регулювання холодопродуктивності, є моделі спіральних компресорів ZBD для середніх температур кипіння і ZFD з уприскуванням пара для низьких температур кипіння. Цифровий спіральний компресор забезпечує плавне регулювання продуктивності в діапазоні від 10 до 100% за допомогою простої механічної системи і гарантує точний контроль тиску кипіння і температури при будь-якому навантаженні. Цифровий спіральний компресор не вимагає складного електронного урядування та легко інтегрується в холодильну систему. Електродвигун компресора завжди працює при постійній номінальній швидкості обертання, що забезпечує високу

надійність і гарантує ефективність внутрішньої системи мастила.

Таблиця 5.2 - Порівняльний аналіз експлуатаційних характеристик компресорів

Низькотемпературні спіральні компресори	Інші типи компресорів
<p>Високий коефіцієнт подачі і холодильний коефіцієнт в оптимальній для даного модельного ряду області тисків (температур) кипіння в поєднанні зі звичайними тисками (температурами) конденсації => при однаковій холодопродуктивності споживана потужність нижче</p>	<p>Більшість поршневих герметичних і напівгерметичних ротаційних, гвинтових і центр-біжних компресорів мають гірші показники що обумовлено наступними причинами: «Мертвий» обсяг, втрати в клапанах, великі внутрішні теплові втрати, високий ККД тільки в відносно вузької області стиснення і т.п. => При однаковій холодопродуктивності споживана потужність вище</p>
<p>Можливість застосування однієї моделі в широкому діапазоні температур кипіння від - 40°C до + 7°C (для R22 або R404A) => для різних прикладних завдань потрібно тільки один тип моделі (низькотемпературний) => оптимізація складських запасів: менше моделей - менше запчастин</p>	<p>Більшість інших типів компресорів мають чіткий розподіл на низько- і середньотемпературні моделі => для різних завдань потрібно кілька різних типів моделей (2 або навіть 3 типу) => складські запаси дуже великі - потрібно більше запчастин</p>
<p>Відносно велика потужність приводу виключає перегрів електродвигуна при виході на режим. Вище надійність. Немає необхідності захищати двигун низькотемпературного компресора при роботі при високому тиску (температурах) кипіння => не потрібно ТРВ з функцією МОР => технологічні завдання вирішуються набагато швидше</p>	<p>У зв'язку з відносно низькою потужністю приводу низькотемпературних поршневих компресорів потрібно штучне обмеження максимального тиску (температури) кипіння, яке зазвичай реалізується за допомогою ТРВ з функцією МОР => потрібно ТРВ з функцією МОР => у зв'язку з малою подачею холодоагенту у випарник до</p>

за рахунок швидкого наповнення випарника в період пуску компресора і виходу на безпечний режим роботи (наприклад, заморожування продукту пройде набагато швидше; готовий продукт буде більш якісним)	моменту досягнення гранично максимального тиску кипіння холодильна (морозильна) установка виходить на заданий режим дуже повільно => втрати якості замороженої продукції у зв'язку з порушенням швидкості заморозки
------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Закінчення таблиці 5.2

Пусковий струм практично не відрізняється від робочого (компресор пускається повністю внутрішньо механічно розвантаженим) => пускове навантаження на електромережу мінімальне => контактори компресора можуть мати меншу потужність, а захисний електроавтомат повинен бути менш потужним. Економія електроенергії при пуску.	Інші типи компресорів мають підвищений або дуже високий пусковий струм навіть при застосуванні пристроїв механічного розвантаження => високе пускове навантаження на електромережу => несприятливий вплив на сусідні електроспоживачі; потрібна більш потужна електротехнічна апаратура Підвищене споживання електроенергії при пуску.
Спіральний компресор має один з кращих показників за ступенем виносу масла в систему - одне з найбільш низьких значень => в багатьох прикладних випадках застосування масловіддільника та інших складних компонентів системи змащення не вимагається	Віднесення масла в більшості поршневих компресорів вище, а у гвинтових в кілька разів вище => додатково обов'язково потрібні дорогі компоненти системи повернення масла (а іноді й охолодження), система управління установкою ускладнюється, а її надійність знижується.
Можливість тимчасової роботи в умовах переривчастого (збідненого) повернення масла завдяки тефлоновим підшипникам ковзання => високий робочий ресурс навіть у важких умовах експлуатації (наприклад, знижена в'язкість внаслідок високої температури масла або великої кількості розчиненого холодоагенту; переривчасте (порційне) повернення масла в компр.)	Майже всі інші компресори в світі в яких застосовуються підшипники ковзання, мають бронзове чи подібне покриття (бабіти і т.п.) в парах тертя => при неналежних умовах мастила підвищений знос пар тертя => швидкий вихід з ладу компресора
Високий коефіцієнт подачі на протязом усього терміну служби внаслідок вільного, самопідстраюючогося ущільнення між спіралями - радіальне узгодження => незмінна холодопродуктивність	У більшості типів компресорів коефіцієнт подачі знижується в міру експлуатації компресора через знос деталей, що сполучаються в порожнинах стиснення => знижена холодопродуктивність в кінці

	нормативного терміну експлуатації
Підвищена стійкість до «вологому ходу» завдяки радіальному узгодженню	Низька стійкість до «вологого ходу» у всіх типів компресорів (включаючи спіральні моделі, де відсутня радіальне узгодження), крім гвинтових компресорів
Висока стійкість до механічних забруднень завдяки радіальному узгодженню	Попадання механічних частинок в зону стиснення практично завжди призводить до виходу з ладу будь-яких типів компресорів, включаючи спіральні моделі без радіального узгодження

ВИСНОВКИ

У даній роботі було запропоновано введення у суднову систему охолодження рефрижераторного контейнеру ланки навантаженого резерву, як одного із заходів підвищення надійності як самої системи так і її окремих елементів.

Проведено порівняльний аналіз енергетичних характеристик при умові використання холодильних агентів R134A, R513A, R450A, R1234ze в інтервалі температур випарювання $-25 \div +5$ °C, який охоплює практично майже весь діапазон роботи суднових холодильних установок, провізійних камер та рефрижераторних контейнерів, впритул наближаючись до режимів роботи холодильних установок, систем комфортного кондиціонування повітря.

Для оцінки теплової ефективності можливо використовувати дійсний холодильний коефіцієнт та дійсний електричний холодильний коефіцієнти. Для оцінки енергетичних затрат на експлуатацію використовується показник ефективної потужності компресора.

По зазначеним показникам аналіз результатів розрахунків показує наступне:

При температурі $t_0 = -25$ °C найбільше значення холодильного коефіцієнту характерне для R450A та R1234ze, а найбільша потуга КМ характерна для R450A, найменша для R1234ze.

Проведений у роботі аналіз привів до висновку, що це впровадження знижує кількість відказів у випадках відмов елементів системи, дублюючій резерв спроможен підтримувати систему у робочому стані на час потрібний для відновлювання, заміни чи ремонту системи.

В умовах експлуатації холодильної установки, завдання підвищення

надійності окремих вузлів, у тому числі компресора, може бути досягнуто за рахунок переходу від технічного обслуговування за графіком до технічного обслуговування за станом. Однією з задач при впровадженні цієї пропозиції є проведення аналізу ризику відмови.

Також у роботі були запропоновані інші заходи з підвищення надійності системи охолодження, зокрема перехід на інший тип холодильних агентів для забезпечення як якості роботи системи, так і збереження навколишнього середовища.

Проведені економічні дослідження свідчать, що в умовах постійного росту цін не тільки на паливо, а і на допоміжні матеріали ця модернізація суднової системи є доцільною та економічно вигідною, тому що не вкладаючи значних коштів на нове устаткування, ми отримуємо економію як грошей на ремонт і запчастини, так і зменшуємо витрати на зарплатню обслуговуючого персоналу.

Також ланка навантаженого резерву дає змогу забезпечити збереження потрібної якості вантажу, що транспортується в контейнері.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Білий В.Н., Бузовський В.А. Суднові холодильні установки, системи кондиціонування повітря та їх експлуатація [Текст]: методичні вказівки до виконання курсової роботи. -Одеса: ОНМА, 2010. – 50 с.
2. Безпека та охорона на морі: навчальний посібник / М. О. Колегаєв, Д. Г. Парменова, М. А. Мамкічев, Г. В. Ніколаєва, О. М. Розлуцький, Г. Г. Роман, А. П. Сваричевська, Д. Д. Осадчук. За редакцією професора М. О. Колегаєва. – Одеса: Національний університет «Одеська морська академія», Фенікс. – 2020. – 832 с.
3. Bitzerinternational. Огляд хладагентів. Видання13. Internet address [.www.ykaxolod.com.ua](http://www.ykaxolod.com.ua)
4. Бабакін Б.С., Стефанчук В.І. Альтернативні хладагенти та сервіс холодильних систем на їх основі. - К.: "Колос", 2000.
5. Белозеров Г.А., Медникова Н.М., Кусяйкин Г.А., Немчинова Н.І. Рекомендації по застосуванню хладоносіїв на підприємствах АПК. – К.: «Колос», 2007.
6. Галян І.С., Козьмініх М.А. Аналіз ефективності застосування сучасних холодильних агентів в транспортних холодильних установках. НТЗ Суднові енергетичні установки, Вип. 38, 2019. –С. 54-68.
7. Голіков А.А. Суднові системи кондиціонування повітря повітря. –К.: Наукова думка, 1997. -219 с.
8. Голіков В.А. Наукові основи управління мікрокліматом судна.- Одеса: ОГМА, 1999, -321 с.
9. Загоруйко В.А., Голіков А.А. Суднова холодильна техніка. –К.: Наукова думка, 2000. -607 с.
10. Іщенко В.М., Брайковська Н.С., Щербіна Ю.В. Методичні підходи до ефективного використання альтернативних холодильних агентів в холодильному обладнанні рефрижераторного рухомого складу. Збірник наукових праць ДУПТ: серія «Транспортні системи і технології, Вип. 33, Т.1, 2019. – С. 202-212.
11. Козьмініх М.А., Ольшамовський В.С., Василець Д.І. Суднові системи

кондиціонування повітря та їх технічна експлуатація. Навчальний посібник – Одеса: НУ «ОМА», 2019. - 91с.

12. Козьмініх М.А., Ольшамовський В.С., Шестопапов К.О..Управління судновими холодильними установками. Навчальний посібник – Одеса: НУ «ОМА», 2023. - 124 с.

13. Конопелько Г.І., Кургузов С.С., Махін В.П. Охорона життя на морі: Підручник для вузів. -М.: Транспорт, 1990. -270с.

14. Колегаєв М.О., Іванов Б.М., Басанець М.Г. Під редакцією В.В. Пономаренка. Безпека життєдіяльності і виживання на морі: Навч. посібн./Одеська нац. морська академія. – Одеса, 2007. – 352с.

15. Константинов І.В., Хмельнюк М.Г. Порівняння енергоефективності торгового холодильного обладнання працюючих на різних холодильних агентах. Збірник наукових праць за матеріалами XVIII Всеукраїнської науково-технічної конференції «Актуальні проблеми енергетики та екології», 2020. –С. 136-140.

16. Ліпа А.І. Кондиціонування повітря. Основи теорії. Сучасні технології обробки повітря. – Одеса: ОДАХ, 2010. – 607 с.

17. «Международный кодекс по управлению безопасной эксплуатацией судов и предотвращением загрязнения (Международный кодекс по управлению безопасностью — МКУБ)».

18. Международный кодекс по охране судов и портовых средств и Поправки 2002 года к Конвенции СОЛАС. – Международная морская организация. -Лондон, 2003. – 180 с.

19. Правила технічної експлуатації суднових технічних засобів. РД 31.21.30-83.-М.:В/О «Мортехінформреклама», 1984. -388с.

20. Правила технічної експлуатації суднових технічних засобів. РД 31.21.30-83. -М.: В/О «Мортехінформреклама», 1984. -388с.

21. Онищенко О.А. Василець Д.І., Козьмініх М.А., Мацкевич В.С. Особливості функціонування, розрахунку та проектування суднових систем комфортного кондиціонування повітря. East European Scientific Journal, Том 3, Номер 8 (60).

22. Ольшамовський В.С. Козьмініх М.А. Удосконалення суднових систем вентиляції та комфортного і технологічного кондиціонування повітря, Вчені записки таврійського національного університету імені В.І. Вернадського, Том 31, Номер 1, 2020. –С. 131-134.

23. Харлампіді Д.Х., Братута Э.Г., Шерстюк А.В., Крупова Е.Г. Еколого-енергетичні аспекти переведа діючих холодильних машин та теплових насосів на сучасні хладоагенти. – Харьков, 2012.