

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

ДИПЛОМНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему:

**АНАЛІЗ АВАРІЙНИХ СИТУАЦІЙ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН
РЕФКОНТЕЙНЕРІВ ПІД ЧАС ЇХ ТРАНСПОРТУВАННЯ
СУДНОМ КОНТЕЙНЕРОВОЗОМ**

Курсанта: Крицького Кирила Віталійовича

Керівник: д.т.н., проф. Хлієва Ольга Яківна

Нормоконтроль

д.т.н., доц. Фаресенко О.Т.

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

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

Завідувач кафедри СДУіХТ,

д.т.н., професор

Ольга ХЛІЄВА

**ДОПУЩЕНИЙ ДО ЗАХИСТУ
ЗАВІДУЮЧИЙ КАФЕДРОЮ**

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

Завідувач кафедри суднових енергетичних установок

д.т.н., професор

Сергій САГІН

Рецензент (зовнішній)

доц. к.т.н. Елькін Ю.Т.
(підпис, вчене звання, ПІБ, дата)

Рецензент (внутрішній)

М.В. М'ясов 22.12.2025
(підпис, вчене звання, ПІБ, дата) д.т.н., проф.

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач випускової кафедри

д.т.н., проф. С.В. Сагін

«10» 09 2025 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання дипломної роботи магістра

Курсант (студент) ННІ Крицький Кирило Віталійович

1. Тема дипломної роботи: Аналіз аварійних ситуацій холодильних машин рефконтейнерів під час їх транспортування судном контейнеровозом

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

2. Об'єкт дослідження Суднові холодильні машини

3. Предмет дослідження Способи підвищення паливної ефективності та зниження емісії парникових газів під час експлуатації суднової системи повторного скраплення природного газу

4. Обсяг пояснювальної записки дипломної роботи: близько 80 сторінок друкованого тексту

5. Структура пояснювальної записки дипломної роботи: Три розділи основної частини: один оглядово-аналітичний, два – розрахунково-аналітичні з висновками та розробкою рекомендацій, інші елементи пояснювальної записки - відповідно вимог до кваліфікаційної роботи магістра

6. Зміст основної частини пояснювальної записки (перелік питань, що підлягають розробці): Устрій, принцип роботи та особливості експлуатації холодильних машин рефконтейнерів; аналіз вплив зовнішніх умов на працездатність і теплові процеси холодильної машини; аналіз типових аварійних ситуацій, їх причини, динаміку розвитку та наслідки для вантажу; розрахунок та аналіз ефективності роботи холодильної машини рефконтейнера в нормальному режимі експлуатації, та при відхиленні від нормального режиму; оцінка збитків від відхілення режимів роботи холодильної машини від нормального; розробка комплексу рекомендацій щодо підвищення надійності холодильних машин рефконтейнеру

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

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

8. Консультанти:

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

9. Календарний план виконання роботи

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

10. Дата видачі завдання 5.09.2025

Термін подання дипломної роботи на випускову кафедру 14.12.2025

Керівник дипломної роботи

[підпис]
(підпис)

д.т.н., проф. Хлієва О.Я.
(вчене звання, посада, П.І.Б.)

Виконавець дипломної роботи

[підпис]
(підпис)

Крицький К.В.
(П.І.Б.)

РЕФЕРАТ

Дипломна робота магістра на тему: «Аналіз аварійних ситуацій холодильних машин рефконтейнерів під час їх транспортування судном контейнеровозом»: 93 с., 22 рис., 10 табл., 24 джерел, 11 слайдів презентаційного матеріалу.

Магістерське наукове дослідження спрямоване на розв'язання науково-прикладного завдання – зниження енергоспоживання суднової холодильної машини рефконтейнера під час її експлуатації шляхом вибору раціональних режимів експлуатації та запобігання погіршення умов роботи конденсатора.

Висунута та підтверджена наукова гіпотеза про те, що підвищення енергоефективності роботи суднової холодильної машини рефконтейнера можливо за рахунок підтримки раціональних режимів та контролю тиску конденсації та енергоспоживання компресором відносно базового варіанту експлуатації для забезпечення певної температури кипіння.

Встановлено, що підвищення температури конденсації на кожні 10–15 °С призводить до зростання споживаної електричної потужності компресора в середньому на 12–17 % та до зменшення холодильного коефіцієнта COP на 20–26 %. Регулярне очищення теплообмінних поверхонь і контроль режимів роботи вентиляторів дозволяє зменшити енергоспоживання холодильної машини рефконтейнера на 15–25 % у порівнянні з режимами експлуатаційних відхилень.

ХОЛОДИЛЬНА МАШИНА, РЕФКОНТЕЙНЕР, ХОЛОДОАГЕНТ R134a, РЕГЕНЕРАТИВНИЙ ТЕПЛООБМІННИК, ЕКОНОМІЙЗЕР, ХОЛОДИЛЬНИЙ КОЕФІЦІЕНТ, ЕКОНОМІЯ ПАЛИВА, ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

ABSTRACT

Master's thesis entitled: "Analysis of reefer containers refrigeration units during their transportation by a container ship": 93 pages, 22 figures, 10 tables, 24 references, 11 presentation slides.

The master's research is aimed at solving a scientific and applied problem, namely reducing the energy consumption of a shipboard reefer container refrigeration unit during operation by selecting rational operating modes and preventing the deterioration of condenser operating conditions.

A scientific hypothesis has been proposed and confirmed, stating that improving the energy efficiency of a shipboard reefer container refrigeration unit is achievable through maintaining rational operating regimes and controlling the condensing pressure and compressor power consumption relative to the baseline operating case, while ensuring a specified evaporation temperature.

It has been established that an increase in condensing temperature by each 10–15 °C results in an average increase in compressor electric power consumption of 12–17 % and a decrease in the coefficient of performance (COP) by 20–26 %. Regular cleaning of heat-exchange surfaces and monitoring the operating modes of condenser fans allow the energy consumption of the reefer container refrigeration unit to be reduced by 15–25 % compared with operation under off-design conditions.

REFRIGERATION UNIT, REEFER CONTAINER, REFRIGERANT R134a, REGENERATIVE HEAT EXCHANGER, ECONOMIZER, COEFFICIENT OF PERFORMANCE, FUEL SAVINGS, ENERGY EFFICIENCY

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ, АБРЕВІА- ТУР І ТЕРМІНІВ	8
ВСТУП	10
ТЕХНОЛОГІЧНА КАРТА ДОСЛІДЖЕННЯ.....	14
1 ОСОБЛИВОСТІ ТА ПРОБЛЕМИ НАДІЙНОЇ РОБОТИ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН РЕФКОНТЕЙНЕРІВ ПРИ ЇХ ТРАНСПОРТУВАННІ ВОДНИМ ТРАН- СПОРТОМ	15
1.1 Аналіз аварійних ситуацій холодильних машин рефконтейнерів під час їх транспортування судном-контейнеровозом.....	15
1.2 Принцип роботи холодильної машини рефконтейнера та аналіз факторів, що впливають на роботу холодильної машини рефконтейнера	25
1.3 Практичні випадки порушення режимів експлуатації холодильної машини рефконтейнера	31
1.4 Системи контролю, моніторингу та забезпечення надійності рефрижераторних контейнерів на борту судна.....	33
2 РОЗРАХУНОК І ВИБІР ДОПОМІЖНИХ СИСТЕМ МАШИННОГО ВІД-ДІЛЕННЯ MV AQUA TITAN	38
2.1 Характеристики судна-прототипу	38
2.2 Головний двигун MAN серія G-ME-C10.5	39
2.3 Годинна витрата палива головним двигуном MAN -B&W 5G50ME -C	45
2.4 Механізми й пристрої , що обслуговують головний двигун MAN -B&W 5G50ME -C	45
2.5 Механізми й пристрої загальносуднових систем	56
2.6 Система вентиляції MV AQUA TITAN	58
2.7 Санітарні системи	59
3 АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ НА РЕЖИМИ РОБОТИ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ РЕФКОНТЕЙНЕРА	61

3.1	Схема та принцип роботи холодильної машини рефконтейнера	61
3.2	Основні характеристики холодильної машини рефконтейнера.	
	Вхідні данні для аналізу	69
3.3	Методи аналізу енергетичних параметрів роботи холодильної машини	70
3.4	Аналіз впливу забруднення конденсатора на енергоспоживання холодильної машини рефконтенера	82
3.5	Аналіз впливу забруднення конденсатора та зниження швидкості вентилятора на ефективність роботи холодильної машини рефконтенера	84
	ВИСНОВКИ.....	89
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	91

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ, АБРЕВІАТУР І ТЕРМІНІВ

- Q_0 – холодопродуктивність холодильної машини, кВт
 Q_k – теплова потужність, що відводиться в конденсаторі, кВт
 Q_e – теплова потужність випарника, кВт
 N – споживана електрична потужність компресора, кВт
 P_e – електрична потужність, що подається на електродвигун компресора, Вт
 COP – холодильний коефіцієнт
 m – масова витрата холодоагенту, кг/с
 $m_{пов}$ – масова витрата повітря через випарник, кг/с
 h_1, h_2 – питомі ентальпії холодоагенту на вході та виході з компресора, кДж/кг
 t_e – температура кипіння холодоагенту, °С
 t_k – температура конденсації холодоагенту, °С
 $t_{зов}$ – температура зовнішнього середовища, °С
 $t_{вн}$ – температура повітря всередині контейнера, °С
 $t_{вх}, t_{вих}$ – температура повітря на вході та виході з випарника, °С
 ΔT – різниця температур, °С
 c – питома теплоємність вантажу, кДж/(кг·К)
 $c_{пов}$ – питома теплоємність повітря, кДж/(кг·К)
 λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу теплоізоляції, Вт/(м·К)
 K – коефіцієнт теплопередачі корпусу контейнера, Вт/(м²·К)
 A – площа теплообміну, м²
 F_k – площа теплообміну конденсатора, м²
 F_e – площа теплообміну випарника, м²
 δ – товщина теплоізоляції, м
 η – коефіцієнт корисної дії компресора

Скорочення та аббревіатури

COP – Coefficient of Performance (холодильний коефіцієнт)

HFC – Hydrofluorocarbon (гідрофторвуглецевий холодоагент)

IMO – International Maritime Organization (Міжнародна морська організація)

MARPOL – International Convention for the Prevention of Pollution from Ships
(Міжнародна конвенція із запобігання забрудненню з суден)

SOLAS – International Convention for the Safety of Life at Sea (Міжнародна конвенція з охорони людського життя на морі)

MEPC – Marine Environment Protection Committee (Комітет із захисту морського середовища ІМО)

TEU – Twenty-foot Equivalent Unit (еквівалент двадцятифутового контейнера)

ULCV – Ultra Large Container Vessel (контейнеровоз надвеликої місткості)

CA – Controlled Atmosphere (контрольована атмосфера)

TRV – Thermostatic Regulating Valve (терморегулюючий вентиль)

EEV – Electronic Expansion Valve (електронний розширювальний вентиль)

RMS – Reefer Monitoring System (система моніторингу рефрижераторних контейнерів)

HSV – Hot Gas Solenoid Valve (електромагнітний клапан гарячого газу)

DSV – Defrost Solenoid Valve (електромагнітний клапан відтаювання)

SMV – Suction Modulating Valve (модулюючий клапан всмоктування)

GHG – Greenhouse Gases (парникові гази)

ВСТУП

Сучасний розвиток міжнародної торгівлі неможливо уявити без активного використання морського транспорту, який є найекономічнішим і найефективнішим способом перевезення великих обсягів вантажів на значні відстані. Одним із найбільш технологічно складних напрямів морських перевезень є транспортування швидкопсувних вантажів, що потребують суворого контролю температурного режиму.

З метою забезпечення безперервності так званого “холодового ланцюга” у світовій транспортній практиці широко застосовуються рефконтейнери (*refrigerated containers*) — спеціалізовані ізотермічні контейнери, обладнані холодильними машинами компресійного типу, призначеними для підтримання заданих параметрів мікроклімату незалежно від зовнішніх умов.

Роль і значення перевезень у рефконтейнерах постійно зростає. За даними аналітичних агентств *Drewry Shipping Consultants* і *Statista*, частка рефконтейнерних перевезень у світовому контейнерному флоті щороку збільшується на 3–5 %, а обсяг швидкопсувних вантажів, що транспортуються морем, перевищує 130 мільйонів тонн на рік.

Основними категоріями вантажів є продовольчі товари — фрукти, овочі, м'ясо, риба, молочна продукція, а також фармацевтична й біотехнологічна продукція, яка особливо чутлива до змін температури. Для забезпечення збереження якості продукції протягом усього рейсу температура всередині контейнера має підтримуватись у вузьких межах, що вимагає високої точності роботи холодильного обладнання та стабільності електроживлення від суднової енергосистеми.

Судна-контейнеровози великої місткості (типу *ULCV – Ultra Large Container Vessel*) можуть перевозити понад 1000–1500 холодильних контейнерів одночасно, кожен з яких споживає від 2 до 7 кВт електричної потужності. Таким чином, холодильне навантаження на суднову електроенергетичну систему може сягати 3–5 МВт, що становить вагому частку від загальної енергопотужності судна. Надійність роботи цих систем безпосередньо впливає не лише на збереження вантажу, а

й на економічну ефективність рейсу, безпеку експлуатації судна та екологічні показники його роботи.

Актуальність обраної теми зумовлена тим, що експлуатація холодильних машин рефконтейнерів у морських умовах супроводжується впливом комплексу несприятливих факторів: коливань температури навколишнього середовища, вібрацій, зміни вологості, соляного туману, нестабільності суднової електромережі, а також людського фактора під час обслуговування обладнання. Внаслідок цього часто виникають аварійні ситуації, які можуть призвести до втрати працездатності холодильного агрегату, порушення температурного режиму та псування вантажу. Статистика страхових компаній (*The Swedish Club, Gard, Skuld*) свідчить, що близько 70 % інцидентів із рефконтейнерами відбувається під час морського переходу, і понад 60 % із них пов'язані з технічними збоями холодильних установок або відмовою електроживлення.

Фінансові наслідки таких подій є суттєвими: втрата одного контейнера з вантажем фруктів або м'яса може коштувати десятки тисяч доларів, а масова відмова декількох агрегатів призводить до збитків на сотні тисяч доларів. Крім того, кожна аварійна ситуація має екологічний вимір — витік холодоагентів (фреонів) шкодить озоновому шару, а зростання енергоспоживання під час аварійних відновлювальних режимів підвищує викиди CO₂ судновими енергетичними установками. Отже, підвищення надійності та стійкості роботи холодильних машин рефконтейнерів є одним із найважливіших завдань сучасної морської інженерії.

У конструкції холодильних машин рефконтейнерів поєднуються елементи механіки, термодинаміки, електротехніки, автоматичного керування та інформатики. Умови їх експлуатації на борту судна значно складніші, ніж у стаціонарних системах: вібрації, нахили корпусу, обмежена вентиляція, нестабільність частоти струму тощо.

Розуміння закономірностей впливу цих факторів на теплові й енергетичні процеси в системі охолодження дозволяє розробляти нові підходи до її діагностики та управління.

Наукове значення дослідження полягає в аналізі взаємозв'язку між зовнішніми умовами експлуатації та виникненням аварійних режимів, а також у розробці заходів для підвищення енергоефективності та надійності холодильних установок. Особливу роль відіграє застосування сучасних інформаційно-аналітичних систем моніторингу (*Reefer Monitoring Systems, IoT, Predictive Maintenance*), що забезпечують автоматичний контроль температури, тиску, споживаної потужності та сигналів тривоги в реальному часі.

Метою магістерської роботи є комплексний аналіз аварійних ситуацій холодильних машин рефконтейнерів під час їх транспортування судном-контейнеровозом, виявлення основних причин відмов і розробка рекомендацій щодо запобігання аваріям та підвищення ефективності експлуатації.

Для досягнення мети поставлено такі завдання:

1. Розглянути технічну будову, принцип роботи та особливості експлуатації холодильних машин рефконтейнерів.
2. Проаналізувати вплив зовнішніх умов морського середовища на працездатність і теплові процеси в системі охолодження. Дослідити типові аварійні ситуації, їх причини, динаміку розвитку та наслідки для вантажу.
3. Розрахувати та проаналізувати параметри ефективності роботи холодильної машини рефконтейнера в нормальному режимі експлуатації, та при відхваленні від нормального режиму (з акцентом на аналіз факторів, що впливають на температуру конденсації).
4. Оцінити збитки від відхілення режиму роботи холодильної машини від нормального.
5. Розробити комплекс рекомендацій і технічних рішень щодо підвищення надійності холодильних установок та вдосконалення систем моніторингу.

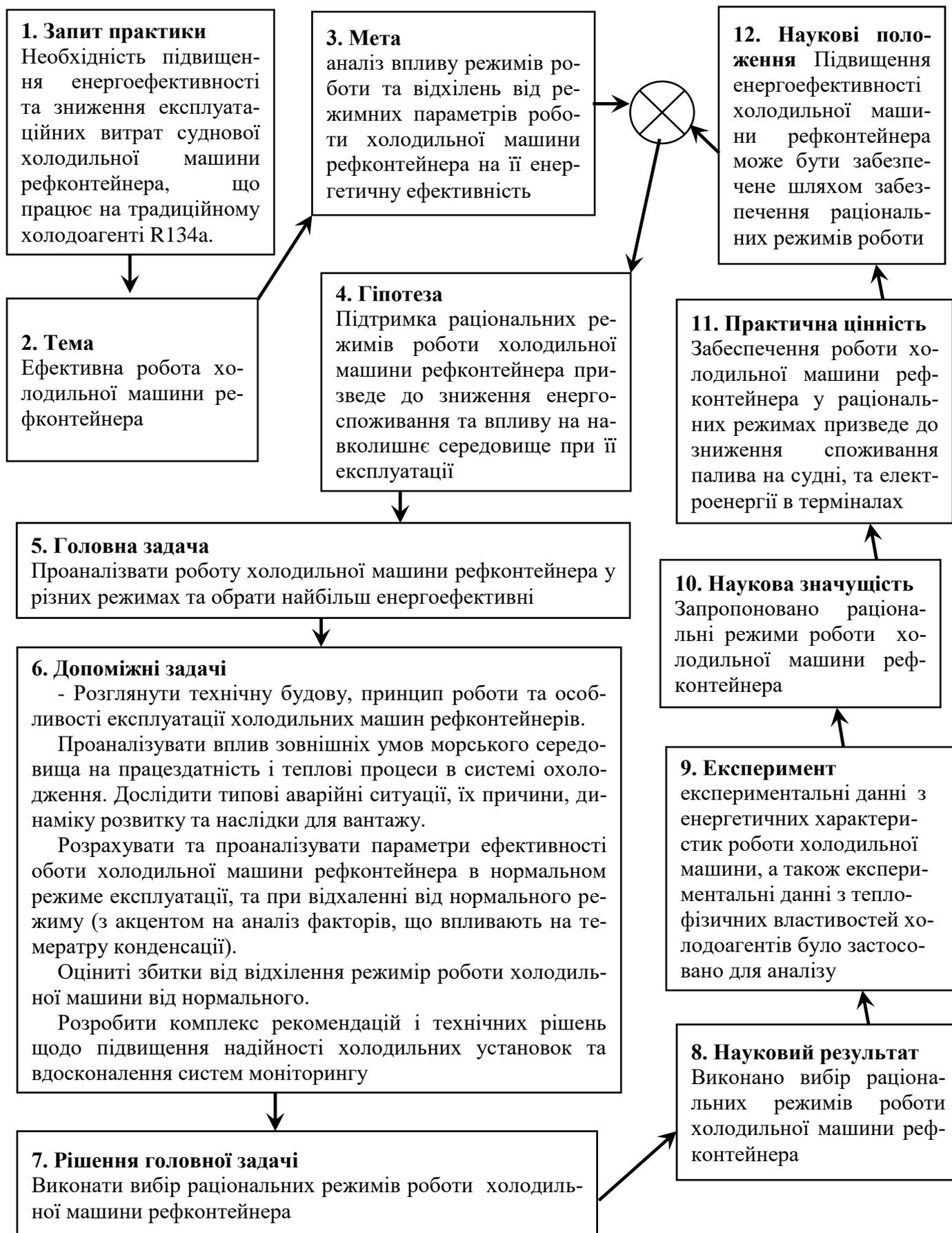
Об'єктом дослідження є процеси експлуатації холодильних машин рефконтейнерів, що транспортуються судном-контейнеровозом.

Предметом дослідження — закономірності виникнення аварійних ситуацій, фактори, що впливають на ефективність та надійність роботи холодильних машин, та способи їх запобігання.

Результати дослідження можуть бути використані для підвищення надійності суднових енергосистем, вдосконалення процедур технічного обслуговування реф-контейнерів, а також у навчальному процесі морських закладів освіти для підготовки фахівців з експлуатації суднових енергетичних установок.

Запропоновані підходи до оцінювання аварійних ситуацій та впровадження систем дистанційного моніторингу дозволять мінімізувати ризики втрати вантажу, зменшити енергетичні витрати суден і підвищити рівень безпеки міжнародних контейнерних перевезень.

ТЕХНОЛОГІЧНА КАРТА ДОСЛІДЖЕННЯ



1 ОСОБЛИВОСТІ ТА ПРОБЛЕМИ НАДІЙНОЇ РОБОТИ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН РЕФКОНТЕЙНЕРІВ ПРИ ЇХ ТРАНСПОРТУВАННІ ВОДНИМ ТРАНСПОРТОМ

1.1 Аналіз аварійних ситуацій холодильних машин рефконтейнерів під час їх транспортування судном-контейнеровозом

Сучасний контейнерний флот забезпечує глобальні перевезення швидкопсувних вантажів – м'яса, риби, овочів, фруктів, фармацевтичної продукції – переважно у рефрижераторних контейнерах (рефконтейнерах) з інтегрованими холодильними машинами. Причому спостерігається постійне збільшення перевезення вантажів рефрижераторними контейнерами – рис. 1.1 та 1.2.

Для задоволення вимог Конвенції ООН щодо міжнародних мультимодальних перевезень вантажів, тобто розгляду рефрижераторного контейнера як елемента перевезення, коли засоби транспортування, такі як морські, сухопутні, авіаційні та інші види, органічно поєднуються у безперервну та комплексну інтегровану систему, згідно зі стандартом ISO/TC-104 668 *Dimensions and Ratings Standard* [2], рефрижераторні контейнери класифікуються як стандартні 20-футові та 40-футові контейнери. Еквівалентною одиницею був визначений TEU (Twenty-Foot Equivalent Unit). Зазвичай зовнішні розміри 20-футового контейнера становили 6058 мм × 2438 мм × 2591 мм – це 1 TEU, тоді як для 40-футового — 12 192 мм × 2438 мм × 2591 мм – це 2 TEU.

Профіль стандартного рефрижераторного контейнера наведено на рис. 1.3. Холодильний агрегат відігравав ключову роль у підтриманні низької температури вантажу усередині контейнера. Холодильна машина призначена для компенсації теплоприпливів з зовнішнього середовища та/або внутрішніх тепловиділень вантажу, якщо таке має місце. Вантаж поділяється на кілька штабелів залежно від його характеристик та вимог щодо зберігання - рис. 1.3. Схема повітророзподілу спроектована таким чином, щоб подавати повітря знизу та здійснювати повернення повітря зверху у повірхохолоджувач - рис. 1.3.

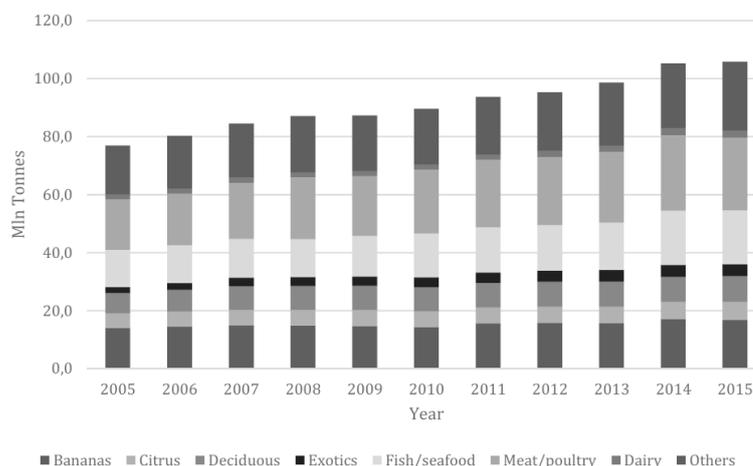


Рисунок 1.1. Збільшення транспортування водним транспортом швидкопсувних рефрижераторних вантажів: обсяги за категоріями продуктів в період 2005-2015 рр. [1]

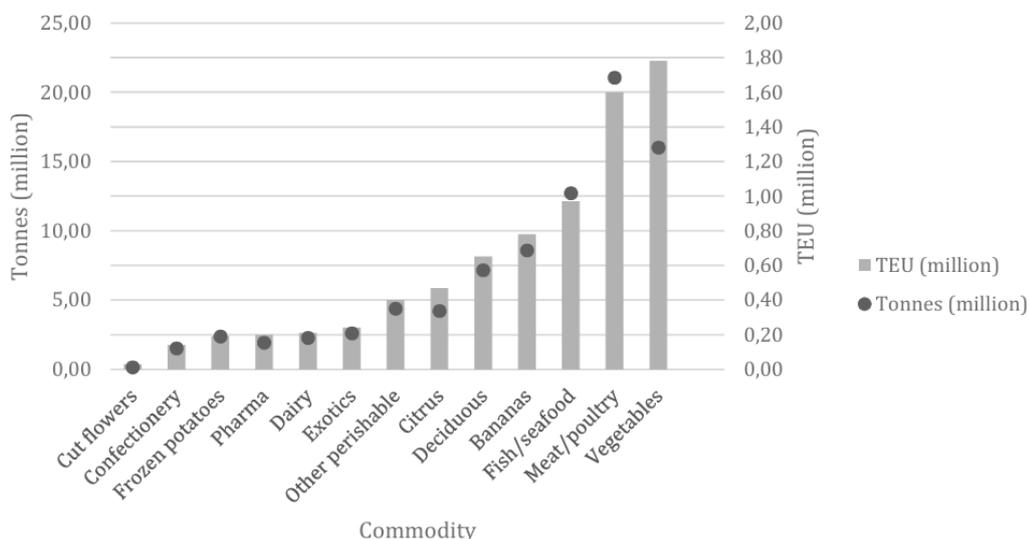


Рисунок 1.2. Обсяги рефрижераторних контейнерів за товарами (2015 рік) [1]

Висока вартість вантажу та жорсткі вимоги до температурного режиму зумовлюють підвищені вимоги до надійності холодильних установок, безперервності електроживлення та належного моніторингу їх роботи. Будь-які аварійні ситуації з холодильними машинами рефконтейнерів під час транспортування судном-контейнеровозом безпосередньо загрожують втратою якості вантажу, значними фінансовими збитками та можуть супроводжуватися додатковими ризиками, включно з пожежами та витокami холодоагентів [4–6].

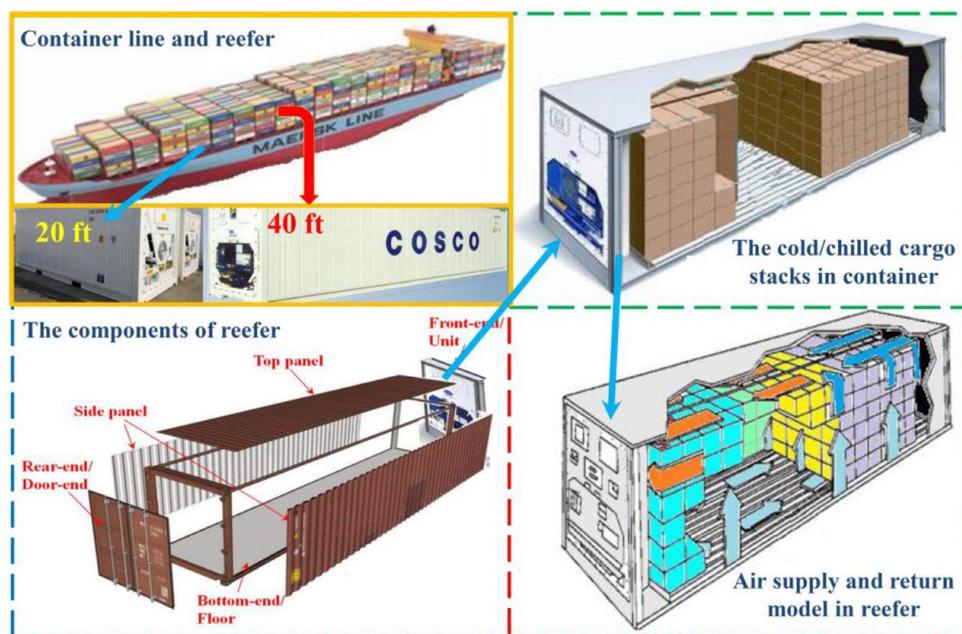


Рисунок 1.3 Профіль стандартного рефрижераторного контейнера [3]

1.1.1 Статистичні данні щодо аварійних ситуацій з холодильними агрегатами рефконтейнерів

У роботі [4] розглянуто 394 зареєстровані відмови холодильних агрегатів рефконтейнерів, що сталися під час морських рейсів контейнеровоза протягом приблизно 2,5 років (18 рейсів, близько 12 770 транспортувань рефконтейнерів). Показано, що у середньому близько 3 % рефконтейнерів за рейс зазнають тієї чи іншої відмови холодильного агрегату.

Публікація The Swedish Club «Container focus – Refrigerated cargo analysis» [5] узагальнює майже 300 позовів за пошкоджений вантаж у контейнерах за період 2017–2021 рр., з яких близько 100 стосуються рефконтейнерів. Аналіз (рис. 1.4–1.5) показує, що 69% аварій виникають під час морського переходу, коли рефконтейнер працює у найбільш навантажених режимах. У 22% випадків пошкодження фіксують у портах розвантаження.

Середня частота претензій для рефконтейнерів становила близько 4,5% суден за п'ятирічний період (рис. 1.6). Середня вартість однієї претензії — близько 38 000 USD, що свідчить про високу вартість температурних пошкоджень вантажу. Пандемія COVID-19 спричинила підвищення частоти аварій у 2021 році через затримки у логістичних ланцюгах.

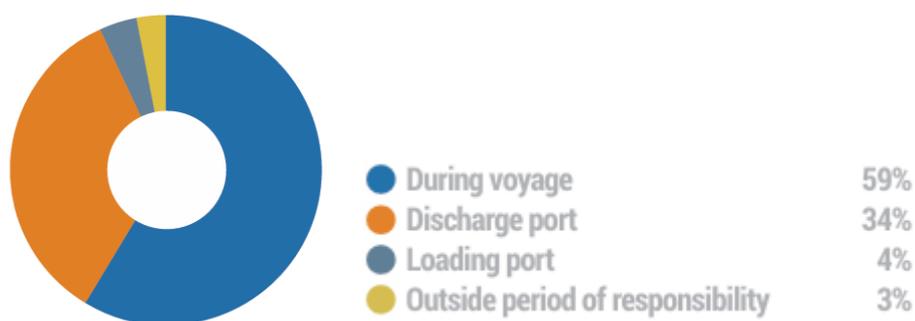


Рисунок 1.4 Претензії/аварійні ситуації щодо контейнерів усіх типів у період 2017-2021 рр.; вартість претензії від 5 000 до 3 000 000 доларів США [5]

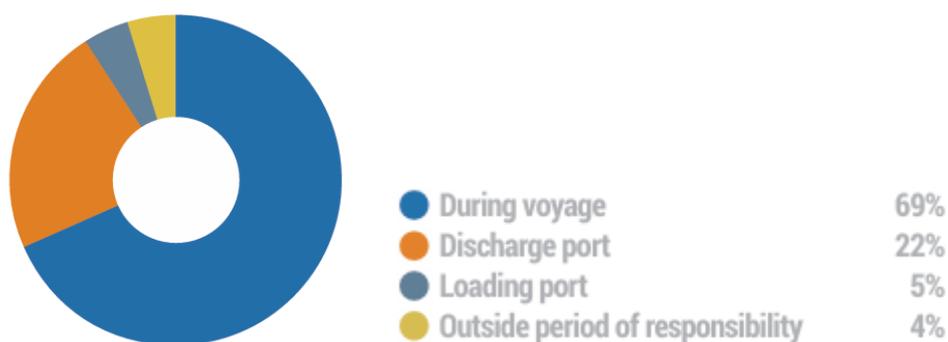


Рисунок 1.5 Претензії/аварійні ситуації щодо рефконтейнерів у період 2017-2021 рр.; вартість претензії від 5 000 до 3 000 000 доларів США [5]

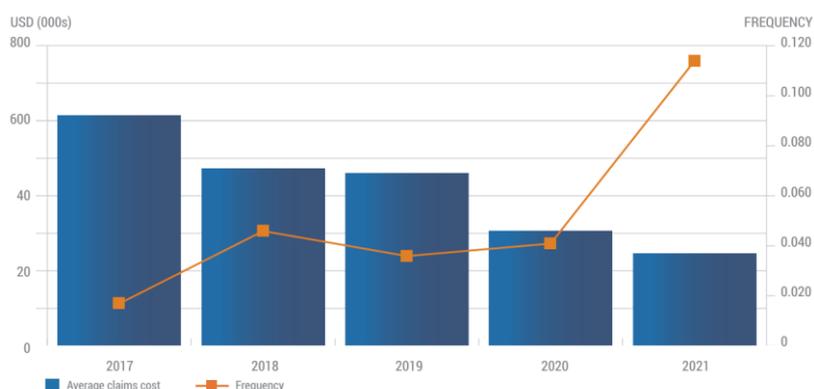


Рисунок 1.6 Претензії/аварійні ситуації щодо рефконтейнерів у період 2017-2021 рр.; вартість претензії від 5 000 до 3 000 000 доларів США [5]

Роботи [6, 7] не надають власної великої статистики відмов, однак пропонують формалізований підхід до виявлення небезпечних ситуацій під час транспортування та обслуговування рефконтейнерів, включно з визначенням показників ризику (очікувані втрати, ризик-вартість, умовні середні втрати тощо) для різних сценаріїв відмови холодильних машин та систем електроживлення.

На основі класифікацій, запропонованих у [4 -9], аварійні ситуації з холодильними машинами рефконтейнерів під час морського транспортування можна згрупувати у такі основні категорії:

- відмови, пов'язані з холодоагентом (витоки, потрапляння вологи у систему, наявність повітря у системі, перезавантаження);
- відмови механічних компонентів холодильного контуру (компресор, вентилятори, теплообмінники, електронний розширювальний клапан, клапани);
- відмови системи електроживлення (згорання запобіжників і реле, пошкодження силових кабелів, відключення живлення у порту або під час рейсу);
- відмови системи керування і моніторингу (несправні датчики температури і тиску, відмова контролера, збої у реєстрації даних);
- відмови системи відтаювання (неповне або відсутнє відтаювання, обмерзання випарника та блокування повітряного потоку);
- людський фактор (неправильні налаштування температури, режиму вентиляції чи штучної атмосфери, несвоєчасне підключення до електромережі, порушення процедури заправки холодоагентом, неповний огляд агрегату);
- інші та неідентифіковані відмови (механічні пошкодження при вантажних операціях, фізичні пошкодження контейнера, неідентифіковані тривоги).

Таблиця 1.1 – Розподіл відмов холодильних установок рефконтейнерів за групами за результатами обстеження [4]

Група відмов	Частка від загальної кількості, %	Типові підпричини
Несправності з холодоагентом	≈29	Витоки холодоагенту (≈72 % випадків у групі), потрапляння вологи (≈20 %), наявність повітря, пере заправка системи
Несправності з механічними компонентами	≈24	Електронний розширювальний клапан (≈39 % відмов групи), вентилятори конденсатора і випарника (≈26 %), компресор (≈20 %), клапани та інші елементи (≈14 %)

Несправності з системою електроживлення	≈24	Вихід з ладу запобіжників, реле та контактів (≈65 % відмов групи), пошкоджені силових кабелів (≈35 %)
Несправності з системою керування	≈15	Несправні чи некоректні датчики температури/тиску (≈61,6 %), відмова драйверів і електронних модулів (≈29 %), ослаблені з'єднання (≈3,3 %)
Несправності з відтаюванням, людський фактор, інше	<8	Ошибки персоналу (відключення живлення в порту, некоректна заправка холодоагенту), несправності відтаювання, інші поодинокі дефекти

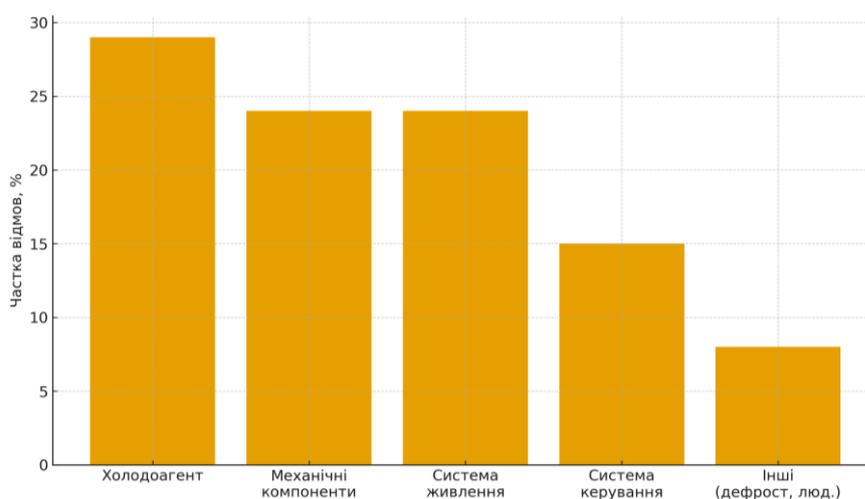


Рисунок 1.7 – Розподіл груп відмов холодильних установок рефконтейнерів за [4]

Дані обстеження, наведені в [4], свідчать, що за період 2,5 року експлуатації контейнеровоза з місткістю 5450 TEU було зареєстровано 394 відмови холодильних агрегатів рефконтейнерів під час морських переходів. У середньому близько 3 % транспортуємих рефконтейнерів за рейс мали ту чи іншу відмову системи охолодження [4]. Близько 29 % усіх відмов пов'язані з холодоагентом (витоки, зволоження, наявність повітря), приблизно по 24 % припадає на механічні компоненти та систему живлення, а 15 % – на систему керування. Решта груп (дефрост,

людський фактор, інші) сумарно дають менше 8 % відмов [4].

Автор [4] підкреслює, що до половини цих відмов могли б бути запобігнуті за умови дотримання процедур під час завантаження й розвантаження контейнерів, а також при заправленні/дозаправленні холодоагентом.

Статистика страхових позовів The Swedish Club показує, що для рефконтейнерів 69 % інцидентів, що призвели до претензій по вантажу, відбулися безпосередньо під час рейсу, 22 % – у порту розвантаження, 5 % – у порту навантаження і близько 4 % – поза періодом відповідальності перевізника [5]. Для всіх контейнерних вантажів у цілому аналогічний показник для інцидентів під час рейсу становить 59 %, тобто рефконтейнери є більш чутливими до подій, що відбуваються саме у морському переході [5].

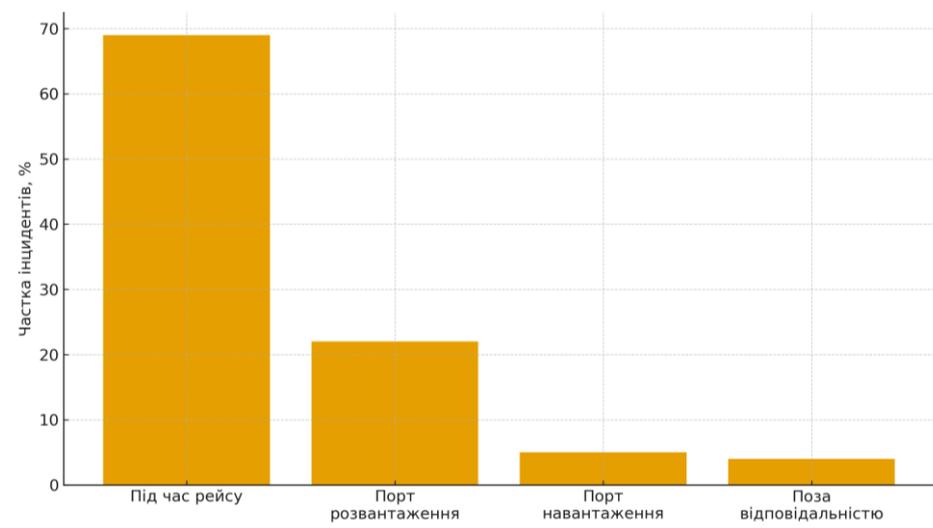


Рисунок 1.8 – Розподіл інцидентів, що призвели до претензій по рефконтейнерах, за етапами рейсу (за даними [5], 2017–2021 рр.).

Для 2020 року найпоширенішою безпосередньою причиною претензій по рефконтейнерах була механічна відмова агрегату (близько 36 % випадків), далі – температурні відхилення (близько 29 %) [5]. У 2021 році, на тлі значних порушень ланцюгів поставок через пандемію COVID-19, структура причин суттєво змінилася: приблизно 65 % претензій були пов’язані з температурними відхиленнями, а близько 18 % – з недостатнім моніторингом та обслуговуванням рефконтейнерів [5]. Середня частота претензій по рефконтейнерах за 2017–2021 рр. склала 0,045,

тобто приблизно 4,5 % усіх застрахованих контейнеровозів мали принаймні один позов по рефрижераторному вантажу, середня вартість одного позову – близько 38 тис. дол. США [5].

Таблиця 1.2 – Найпоширеніші безпосередні причини претензій по рефконтейнерах за даними The Swedish Club [2]

Рік	Найпоширеніші безпосередні причини	Частка від загальної кількості претензій, %
2020	Механічна відмова холодильного агрегату; температурні відхилення.	Механічна відмова – ≈ 36 ; температурні відхилення – ≈ 29
2021	Температурні відхилення; незадовільний моніторинг/обслуговування рефконтейнерів	Температурні відхилення – ≈ 65 ; моніторинг/обслуговування – ≈ 18

На основі узагальнення джерел [4–5, 8, 9] можна виділити кілька характерних сценаріїв аварійних ситуацій з холодильними машинами рефконтейнерів під час перевезення судном-контейнеровозом.

1) Втрата або переривчастість електроживлення. Відключення контейнера від мережі в порту (через перевантаженість електричних стояків, помилкові дії персоналу, пошкодження розеток або кабелів), спрацювання автоматів захисту на борту судна, відмова дизель-генератора або аварійне перекомутання навантаження призводять до зупинки холодильної машини. За відсутності телеметрії або належного ведення журналу момент відключення може бути не зафіксований, що ускладнює доведення належного догляду за вантажем [5, 9]. Робота [4] показує, що близько чверті усіх відмов безпосередньо віднесені до системи живлення, при цьому значна частина пов'язана з згорілими запобіжниками і реле та пошкодженими силовими кабелями, що також можуть бути продовженням попередніх перевантажень або некоректної експлуатації.

2) Витоки та погіршення властивостей холодоагенту. За даними [4], близько 29 % зареєстрованих відмов пов'язані з холодоагентом, причому понад 70 % цих

випадків – це витoki через з'єднання, фільтр-осушувачі та сервісні клапани. Близько 20 % інцидентів пов'язані з потраплянням вологи в контур, що призводить до обмерзання капілярів, нестабільної роботи розширювальних клапанів і коливань температури в контейнері [4]. Окремо фіксуються випадки перезаправлення системи та наявності повітря в контурі, які також зумовлені помилками при обслуговуванні [4].

3) Відмови механічних компонентів. В роботі [4] понад 39 % відмов у групі «механічні компоненти» припадає на електронний розширювальний вентиль, ще 26 % – на вентилятори, причому частіше виходять з ладу вентилятори випарника. Близько 20 % відмов цієї групи – це відмови компресорів [4]. Для контейнеровозів це особливо критично, оскільки заміну компресора у морському рейсі практично неможливо виконати з дотриманням усіх вимог безпеки, що означає майже гарантовану втрату вантажу до найближчого порту.

4) Відмови системи керування та моніторингу. Близько 15 % усіх відмов у [4] пов'язані з системою керування, де понад 60 % становлять помилки або відмова датчиків температури і тиску, майже 30 % – відмови драйверів та електронних модулів, а окремі випадки – ослаблені або кородовані з'єднання [4]. Невірні показання датчиків можуть призводити як до спрацювання аварійних захистів (зупинка агрегату), так і до некоректної регуляції температури без явних тривоги, що особливо небезпечно для вантажу.

5) Людський фактор і помилки налаштування. Більшість страхових випадків пов'язані з температурними зловживаннями: завантаженням вантажу при суттєвому відхиленні від заданої температури, неправильним вибором уставки, невірною інтерпретацією режимів вентиляції та контрольованої атмосфери, несвоєчасним підключенням контейнера до електромережі в порту або після перевантаження [9]. Подібні висновки наводить і The Swedish Club, відзначаючи різке зростання частки претензій, пов'язаних із температурними відхиленнями та недостатнім моніторингом, у період збоїв ланцюгів поставок [5].

6) Пожежі внаслідок відмов холодильних агрегатів. Окрему групу становлять сценарії, коли несправність електрообладнання рефконтейнера призводить до

займання. У наведеному шведським клубом випадку пожежа виникла у районі панелі керування рефконтейнера: ймовірною причиною стало пошкодження 440-вольтового кабелю, складеного у кошику, з подальшим розповсюдженням полум'я на алюмінієву обшивку, теплоізоляцію та внутрішній об'єм контейнера; вентилятори продовжували працювати, засмоктуючи дим у вантажний відсік, у результаті чого вся партія м'яса була визнана непридатною [8]. Подібні інциденти можуть становити не лише ризик втрати вантажу, а й загрозу для живучості судна.

На підставі аналізу опублікованих статистичних та аналітичних джерел можна зробити такі узагальнення щодо аварійних ситуацій з холодильними машинами рефконтейнерів під час їх транспортування суднами-контейнеровозами:

1) Холодильні агрегати рефконтейнерів демонструють відносно високий рівень відмов: у дослідженні [4] близько 3 % рефконтейнерів за рейс мають ту чи іншу несправність, причому майже дві третини випадків пов'язані з контуром холодоагенту, механічними компонентами та системою живлення.

2) Більшість претензій по вантажу в рефконтейнерах виникає під час морського переходу (≈ 69 % випадків), що відрізняє їх від «сухих» контейнерів і підкреслює значення судової експлуатації та моніторингу в морі [6].

3) Найпоширенішими безпосередніми причинами збитків є механічні відмови агрегатів, температурні відхилення, недостатній моніторинг, а також втрати електроживлення в портах і під час рейсу [4, 5, 9]. Помилки персоналу відіграють суттєву роль, як у формуванні первинних відмов (неправильна заправка холодоагентом, некоректні налаштування), так і в погіршенні наслідків (несвоєчасне виявлення та реагування).

4) Окрему небезпеку становлять пожежі, ініційовані несправностями електрообладнання рефконтейнерів. Описані страхувальниками кейси підтверджують, що локальне займання в районі панелі керування або силових кабелів може швидко призвести до повної втрати вантажу і створити загрозу для судна [8].

Наведений огляд створює основу для подальших розділів дипломної роботи, присвячених розробці рекомендацій щодо підвищення надійності холодильних

машин рефконтейнерів та систем їх обслуговування на суднах-контейнеровозах.

1.2 Принцип роботи холодильної машини рефконтейнера та аналіз факторів, що впливають на роботу холодильної машини рефконтейнера

Компресор є серцем холодильного циклу, адже він забезпечує циркуляцію холодоагенту. Під час його роботи виконується стиснення парів холодоагенту до високого тиску, що зумовлює підвищення температури газу перед подачею в конденсатор. Робота компресора описується рівнянням енергетичного балансу:

$$N = \frac{m \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_m}$$

де N — споживана потужність компресора, кВт;

m — масова витрата холодоагенту, кг/с;

h_2, h_1 — ентальпії холодоагенту на вході та виході, кДж/кг;

η_m — механічний коефіцієнт корисної дії компресора.

У випадку зниження ефективності компресора (знос клапанів, пошкодження підшипників, витік мастила) порушується циркуляція холодоагенту, що спричинює підвищення температури в контейнері. Типові ознаки такої несправності — підвищений рівень шуму, вібрацій і нерівномірність температури по корпусу компресора.

Якщо компресор повністю виходить з ладу, температура в контейнері починає підвищуватись за законом теплопередачі:

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta T$$

де Q — кількість теплоти, що надходить до вантажу, кДж;

m — маса вантажу, кг;

c — питома теплоємність, кДж/(кг·К);

ΔT — зміна температури, К.

Для уповільнення процесу нагрівання екіпаж може застосувати тимчасові заходи — зменшення циркуляції повітря або герметизацію вентиляційних отворів, що дозволяє знизити теплові втрати через конвекцію.

Такий випадок мав місце і в практиці: під час перевезення вантажу, що вимагав низьких температур, стався вихід із ладу компресора. Після зв'язку з офісом було прийнято рішення тимчасово демонтувати компресор із іншого контейнера й встановити його на пошкоджений. Це дозволило зберегти вантаж до завершення рейсу, після чого обладнання було повернуто на місце.

Конденсатор є теплообмінником, у якому відбувається відведення теплоти від стисненого пари холодоагенту до навколишнього середовища. Основний процес описується рівнянням теплового балансу:

$$Q_k = \alpha_k \cdot F_k \cdot (t_h - t_c)$$

де Q_k — кількість теплоти, що відводиться в конденсаторі, Вт;

α_k — коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К);

F_k — площа теплообміну, м²;

t_h — температура холодоагенту після компресора, °С;

t_c — температура охолоджуючого середовища, °С.

Вихід конденсатора з ладу може бути спричинений утворенням тріщин, за-
сміченням або корозією трубок. У результаті знижується ефективність тепловід-
ведення, що веде до підвищення тиску в системі, спрацювання захисної автомати-
ки й вимкнення установки.

У випарнику холодоагент кипить при низькому тиску, поглинаючи теплоту з вантажного простору. Тепловий потік, що передається від повітря до холодоаге-
нту, визначається виразом:

$$Q_e = \alpha_e \cdot F_e \cdot (t_a - t_e)$$

де Q_e — теплова потужність випарника, Вт;

α_e — коефіцієнт тепловіддачі у випарнику, Вт/(м²·К);

F_e — площа теплообміну, м²;

t_a — температура повітря всередині контейнера, °С;

t_e — температура кипіння холодоагенту, °С.

Найчастіші несправності — обмерзання поверхонь, витік холодоагенту та порушення герметичності контурів.

У випадку витoku змінюється тиск у системі, що впливає на ефективність циклу та коефіцієнт холодопродуктивності.

Сучасні рефрижераторні контейнери обладнані мікропроцесорними контролерами, які забезпечують автоматичне керування роботою компресора, вентиляторів і клапанів. Основні збої можуть бути спричинені коротким замиканням, відмовою датчиків температури, вологості чи тиску, а також порушенням калібрування. Несправності цього типу можуть призвести до неправильного регулювання температури або навіть до аварійного відключення системи. Для уникнення таких випадків екіпаж повинен регулярно перевіряти показники на контрольних панелях і проводити тестування датчиків під час планових оглядів.

Окрім технічних несправностей, вагомою причиною виникнення аварійних ситуацій у роботі холодильних машин рефрижераторних контейнерів є експлуатаційні фактори, що залежать від дій екіпажу, стану суднової енергосистеми та умов обслуговування обладнання.

Одним із найважливіших аспектів є стабільність електроживлення. Усі холодильні установки працюють від суднової електромережі змінного струму частотою 440 В, 60 Гц або 380 В, 50 Гц, залежно від типу судна. Будь-яке короткочасне відключення або нестабільність напруги може спричинити зупинку компресора, збій контролера чи пошкодження силової електроніки. У разі різкого зниження напруги відбувається зменшення пускового моменту електродвигуна компресора, що призводить до неповного стиснення пари фреону та зниження холодопродуктивності системи.

Розглянемо цей процес із точки зору енергетичного балансу. Електрична потужність, що подається на компресор, визначається:

$$P_e = U \cdot I \cdot \cos \varphi$$

де P_e — споживана електрична потужність, Вт;

U — напруга, В;

I — сила струму, А;

$\cos \varphi$ — коефіцієнт потужності двигуна.

При зменшенні напруги U навіть на 10 % потужність двигуна зменшується майже на 20 %, що призводить до нестабільної роботи компресора. Якщо відключення живлення триває більше ніж 30 хвилин, температура у вантажному відсіку може підвищитися на 2–5 °С, залежно від зовнішньої температури та теплоізоляції контейнера. Цей процес описується диференціальним рівнянням теплопередачі:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{K \cdot A}{m \cdot c} \cdot (T_x - T_v)$$

де: T — температура вантажу, °С;

t — час, с;

K — коефіцієнт теплопередачі корпусу контейнера, Вт/(м²·К);

A — площа теплообміну, м²;

m — маса вантажу, кг;

c — питома теплоємність, кДж/(кг·К);

T_x — температура зовнішнього середовища, °С;

T_v — температура всередині контейнера, °С.

Таким чином, чим менше $m \cdot c$ (теплова інерція вантажу), тим швидше відбувається його нагрівання при відключенні електроживлення.

Для уникнення таких ситуацій на сучасних суднах застосовують резервні джерела живлення або автоматичні системи перемикання на дизель-генератор, однак людський фактор (затримка реакції, відсутність моніторингу) досі залишається значним ризиком.

Іншим розповсюдженим видом експлуатаційних аварій є помилки екіпажу під час налаштування параметрів контейнера або контролю за його роботою.

Найпоширеніші помилки:

- введення неправильної температури зберігання;
- відсутність контролю сигналів тривоги (“Alarm Check”);
- відключення вентиляції без урахування типу вантажу;
- перевищення часу між перевірками.

Ці фактори призводять до перегріву або переохолодження вантажу, що у випадку фруктів або медикаментів може стати критичним. Наприклад, для бананів оптимальна температура зберігання становить $+13,5$ °С, а зниження її до $+10$ °С призводить до “холодових опіків”, які роблять вантаж непридатним для реалізації.

Помилки екіпажу часто спричинені недостатнім розумінням принципу роботи холодильного циклу. Якщо температура в контейнері не стабілізується, багато хто помилково підвищує частоту обертання вентилятора, не враховуючи, що це може збільшити теплове навантаження на компресор і підвищити температуру конденсації.

Теплове навантаження системи можна оцінити за формулою:

$$Q_n = m \cdot c_{\text{пов}} \cdot (T_{\text{вх}} - T_{\text{вих}})$$

де: Q_n — теплове навантаження, Вт;

m — масова витрата повітря через випарник, кг/с;

$c_{\text{пов}}$ — питома теплоємність повітря, кДж/(кг·К);

$T_{\text{вх}}, T_{\text{вих}}$ — температура повітря на вході та виході з випарника, °С.

Збільшення m без зниження $T_{\text{вих}}$ фактично підвищує навантаження, що в аварійних умовах може викликати перевантаження компресора й відмову термозахисту.

Окремим типом експлуатаційних проблем є неправильне завантаження контейнера. Це одна з найчастіших причин нерівномірного розподілу температури. Якщо циркуляція повітря у вантажному відсіку обмежена, виникають “мертві зони”, де температура може бути на $5-8$ °С вищою за середню. Такі порушення спричиняють часті цикли вмикання компресора, що зменшує його ресурс.

Для оцінки циркуляції використовують коефіцієнт рівномірності розподілу температури значення якого більше 10 % свідчить про серйозне порушення циркуляції повітря. Такі випадки часто фіксуються системами моніторингу, що відображають різницю між датчиками температури в різних зонах контейнера.

Суднові умови експлуатації відрізняються динамічними та часто непередбачуваними впливами.

Основні зовнішні фактори, що можуть спричинити аварійні ситуації:

- Несприятливі погодні умови — шторми, висока вологість, соляний туман, перепади температури навколишнього середовища. У таких умовах збільшується корозійне навантаження на металеві елементи конденсатора та електронні модулі. Солоні частки у вологому повітрі сприяють утворенню електропровідного шару, який може викликати коротке замикання на друкованих платах контролера. Також за штормових умов різке коливання температури викликає термічне розширення трубок і ущільнень, що підвищує ризик витoku холодоагенту.

- Сонячна радіація та перегрів корпусу контейнера. На екваторіальних маршрутах зовнішня температура корпусу контейнера може сягати +70 °С, що створює додаткове теплове навантаження. Зі збільшенням Q_{rad} росте навантаження на холодильну систему, що може призвести до підвищення частоти циклів компресора, а отже — до його прискореного зносу.

- Механічні впливи — вібрації, удари при швартуванні, хитавиця. Вони викликають мікротріщини у зварних швах трубопроводів, порушення контактів електричних з'єднань, розгерметизацію. Довготривала вібрація на частотах 20–60 Гц спричиняє втомне руйнування елементів компресора.

Під час аварійних ситуацій у холодильних системах спостерігається зміна основних термодинамічних параметрів циклу — тиску, температури, ентальпії, а також коефіцієнта ефективності.

Ключовим показником роботи будь-якої холодильної машини є коефіцієнт холодопродуктивності (COP), який визначається:

$$COP = \frac{Q_0}{N}$$

де Q_0 — теплова потужність, що відводиться з вантажного відсіку, Вт;

N — електрична потужність, споживана компресором, Вт.

При нормальних умовах для морських рефрижераторних контейнерів COP знаходиться в межах 2,5–3,5. У разі аварійного підвищення температури конденсації (наприклад, при забрудненні конденсатора або недостатньому охолодженні)

COP може знизитись удвічі, що свідчить про зростання енергоспоживання без реального приросту холодопродуктивності.

Рівняння теплового балансу для циклу холодильного агрегату можна подати у вигляді:

$$Q_0 + N = Q_k$$

де Q_k — кількість теплоти, відведена конденсатором, Вт.

У нормальних умовах це рівняння виконується з мінімальною похибкою, однак під час аварійних ситуацій частина енергії втрачається через витоки, обмерзання, перегрів чи паразитні навантаження.

Для аналітичної оцінки впливу температури зовнішнього середовища на роботу системи можна скористатися спрощеним рівнянням теплового потоку через ізоляцію контейнера:

$$Q_{із} = \lambda \cdot \frac{A}{\delta} \cdot (T_{зов} - T_{вн})$$

де λ — коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінок, Вт/(м·К);

A — площа теплообміну, м²;

δ — товщина ізоляції, м;

$T_{зов}$, $T_{вн}$ — температури зовнішнього та внутрішнього середовища, °С.

З ростом $T_{зов}$ тепловий потік $Q_{із}$ збільшується лінійно, що підвищує навантаження на компресор і скорочує інтервали його простою між циклами.

Таким чином, експлуатаційна ефективність системи прямо залежить від підтримання термічної стабільності корпусу контейнера та своєчасного видалення конденсату.

1.3 Практичні випадки порушення режимів експлуатації холодильної машини рефконтейнера

Розгляд реальних аварійних ситуацій під час експлуатації рефрижераторних контейнерів на борту суден дозволяє глибше зрозуміти закономірності розвитку несправностей і відпрацювати ефективні алгоритми реагування. Нижче наведено

кілька прикладів із суднової практики, що демонструють типові причини та способи усунення проблем.

Випадок 1. Вихід із ладу компресора

Під час транспортування вантажу, що вимагав підтримання низької температури, на одному з контейнерів відбувся механічний злам компресора. Відмова компресора призвела до миттєвого припинення циркуляції холодоагенту, через що температура у відсіку почала зростати зі швидкістю приблизно 1–1,5 °С на годину при зовнішній температурі +30 °С.

Після зв'язку з офісом було прийнято рішення здійснити тимчасову перестановку компресора з іншого контейнера, у якому вантаж не потребував критичного охолодження. Цю операцію виконали силами машинної команди, знявши компресор із резервного контейнера та встановивши його на несправний.

На наступну добу, початковий агрегат було повернуто на місце, чередуючи таким чином до порту, де було отримано новий компресор. Під час цього інциденту було також прийнято рішення герметично закрити вентиляційні отвори контейнера без компресора для зменшення теплового навантаження й уповільнення процесу нагрівання вантажу.

Випадок 2. Пошкодження конденсатора

У ході рейсу було виявлено несправність — тріщини в трубках конденсатора, через які спостерігався витік холодоагенту. Ця несправність призвела до втрати тиску в контурі, а отже — до зниження температури конденсації.

Після консультації з офісом екіпаж ухвалив рішення демонтувати конденсатор і відремонтувати його в судновій майстерні методом мідно-фосфорного паяння.

Після випробувань під тиском (2,5 МПа) система була повторно зібрана, заправлена фреоном і протестована. Ремонт виявився ефективним, система відновила номінальні параметри роботи.

Цей випадок засвідчив важливість своєчасної перевірки стану теплообмінників, особливо в умовах експлуатації у тропічних морях, де корозійні процеси прискорюються.

Випадок 3. Порушення параметрів заправки холодоагентом

Іноді спостерігались ситуації, коли система була перезавантажена або недо-завантажена фреоном.

У першому випадку надлишок холодоагенту призводить до зменшення об'єму для пароутворення у випарнику, що викликає гідравлічні удари та зниження ефективності охолодження.

У другому — недостача фреону зменшує теплопередачу та призводить до зниження тиску на стороні випарника.

1.4 Системи контролю, моніторингу та забезпечення надійності рефрижераторних контейнерів на борту судна

Надійність роботи холодильних машин рефрижераторних контейнерів у морських умовах значною мірою залежить не лише від конструктивних особливостей обладнання, а передусім від якості систем моніторингу, контролю та автоматичного керування. На контейнеровозах сучасного флоту експлуатується від кількох сотень до тисячі рефрижераторних контейнерів одночасно, тому роль інтегрованих моніторингових систем є критичною. На великих судах типу ULCV охолоджувальне навантаження може сягати 3–5 МВт, і будь-який збій контролю або затримка виявлення аварійної ситуації здатні призвести до масової втрати вантажу та значних фінансових ризиків.

Системи моніторингу рефконтейнерів виконують декілька ключових функцій: вимірювання параметрів холодильної установки, захист від аварійних режимів, дистанційне керування, діагностику несправностей, ведення логів роботи та передавання інформації в центральну суднову систему або на берег. З огляду на це, організація ефективного контролю є фундаментальною складовою безпечної експлуатації рефконтейнерів.

Кожен сучасний рефрижераторний контейнер оснащено мікропроцесорним контролером, який є центральним елементом системи керування. Найпоширені-

шими моделями є MicroLink™ (Carrier), Microprocessor Control Unit (Thermo King), Daikin MRI та StarCool Controller.

Функції контролера включають вимірювання температури повітря на вході та виході з випарника, контроль температури вантажу (Return Air / Supply Air), регулювання роботи компресора, керування відтаюванням (Defrost Cycle), регулювання клапанів розширення, контроль тисків високої та низької сторони, роботу вентилятора конденсатора і випарника, ведення журналу аварій (Alarm Log), збереження історії параметрів (Data Logger).

Контролери обладнані датчиками температури (NTC або PTC), тиску, вологості, електричного струму та інколи CO₂/Етилену в контейнерах СА (Controlled Atmosphere).

Точність вимірювань та стабільність сигналів датчиків визначає ефективність роботи всієї системи: похибка навіть у 0,5 °C може спричинити зміщення алгоритмів регуляції та збільшення частоти роботи компресора.

Надійність роботи рефрижераторної установки неможлива без високоточного контролю параметрів. До найважливіших належать:

1. датчики температури вантажу (Return/Supply Air);
2. датчики тиску всмоктування та нагнітання;
3. датчики струму компресора;
4. датчики відтаювання та температури випарника;
5. датчики положення клапанів;
6. електронні компоненти управління ТРВ (Thermal Expansion Valve).

Втрати контакту, корозія роз'ємів, забруднення або знос кабелів можуть спричинити нестабільність показань і помилкові аварії типу: "Sensor Out of Range", "Temp Probe Failure", "Evaporator Sensor Fault", "High Discharge Temperature Alarm".

У разі пошкодження датчика контролер переходить у аварійний режим, працюючи за резервними алгоритмами. Це знижує ефективність, підвищує енергоспоживання та збільшує ризик зриву температурного режиму.

Суднові системи дистанційного моніторингу

На суднах-контейнеровозах використовується централізована система моніторингу — Reefer Monitoring System (RMS). Вона дозволяє екіпажу контролювати понад 1000 контейнерів із центрального поста, машинного відділення або містка.

Основні функції RMS це автоматичне сканування контейнерних розеток, відображення температур у реальному часі, сигналізація аварій та попереджень, реєстрація та збереження логів, дистанційне увімкнення та вимкнення контейнера, передача даних у береговий офіс через супутникові канали (FleetBroadband, Starlink Maritime).

Комунікація між контейнером і судновою системою здійснюється за протоколами RS485, Modbus RTU або CAN-bus, а також через CIM-модулі (Carrier Integrated Monitoring).

У деяких компаніях (Maersk, MSC, COSCO) застосовується комплексна система *RMM+*, що забезпечує не лише моніторинг, а й прогнозування несправностей за допомогою алгоритмів Predictive Maintenance.

Система контролю має два рівні сигналів:

1. Alarm (аварія)

Означає критичний збій, який потребує негайного втручання екіпажу.

Прикладами є: "High Pressure Alarm", "Low Suction Pressure", "Compressor Overload", "Sensor Failure", "Condenser Fan Fault".

2. Warning (попередження)

Сигналізує про потенційну проблему або відхилення параметрів: "Setpoint Deviation", "Low Refrigerant Charge", "High Return Air Temperature".

Усі помилки фіксуються контролером у вигляді коду помилки та часу виникнення, що надзвичайно важливо для подальшого аналізу аварій у дипломному проєкті.

Системи моніторингу ведуть:

1. оперативні логи (Operational Logs: 5–15 хв);
2. історичні логи (Data Logs: 24 год, 7 днів, 30 днів);
3. лог тривоги (Alarm History: 50–100 записів);

4. енергетичні логи (Power Consumption Logs).

Ці дані містять температури Supply та Return Air, статуси компресора, ТРВ, вентиляторів, частоту циклів відтаювання, споживання електроенергії, показники датчиків тиску, тривалість аварійних режимів.

Логи використовуються для технічної діагностики, для аналізу причин псування вантажу, у судових та страхових розслідуваннях (P&I Clubs).

Для підвищення надійності рефрижераторні контейнери оснащені:

1. захистом від високого тиску (High Pressure Switch);
2. захистом від низького тиску (Low Suction Switch);
3. захистом електродвигуна компресора (Overload Protector);
4. фазним контролем (Phase Sequence Relay);
5. автоматичним перезапуском після коротких перебоїв живлення;
6. функціями балансування температури;
7. аварійним режимом “Emergency Heating/Cooling” на деяких моделях (StarCool CA).

Завдяки цьому рефконтейнер здатен працювати в умовах сильної хитавиці, зниження напруги до 360–380 В, перепадів частоти 58–62 Гц, зовнішніх температур від –30 до +50 °С.

До 60 % аварій, згідно зі звітами *The Swedish Club Reefer Claims Report*, є наслідком несвоєчасної перевірки тривоги, неправильного встановлення температури, невірною завантаження вантажу, ігнорування відхилень Supply/Return Air, відсутності перевірки роботи вентиляції.

Тому до системи надійності входять також:

1. організація вахтової служби;
2. контрольні обходи кожні 4 години;
3. ручне підтвердження тривоги;
4. ведення журналу рефконтейнерів;
5. взаємодія з технічним офісом через e-mail або SatCom.

Судно ніколи не працює ізольовано. Під час виникнення аварійних ситуацій командний склад зв’язується з офісом, який:

1. аналізує логи;
2. надає інструкції;
3. проводить діагностику на відстані;
4. приймає рішення про заміну вузлів у порту;
5. ініціює консультації з виробником (Carrier, Thermo King, Daikin, StarCool).

Системи контролю, моніторингу та забезпечення надійності рефрижераторних контейнерів відіграють ключову роль у збереженні вантажу та безпечній експлуатації суден-контейнеровозів.

Вони дозволяють своєчасно виявляти аварії, проводити аналіз і діагностику, підтримувати стабільність температури, забезпечувати ефективну взаємодію екіпажу та офісу, запобігати збоям у роботі холодильних машин.

2. РОЗРАХУНОК І ВИБІР ДОПОМІЖНИХ СИСТЕМ МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ MV ONE RESOLUTION

Усі наведені у цьому розділі розрахунки виконані відповідно до Правил класифікації та побудови морських суден Українського Регістру Мореплавства [10].

Вихідні дані для розрахунків приймаються відповідно інформації для судна-прототипу MV ONE Resolution, та головного двигуна MAN 6G80ME-C10.5-T33, наведеної у розділах 2.1 та 2.2.

2.1 Характеристики судна-прототипу

В якості об'єкта дослідження було обрано судно "ONE Resolution" контейнеровоз класу Post Panamax. Призначене для перевезення контейнерів та реферних контейнерів у всіх районах світового океану (unrestricted navigation).

Судно обладнане сучасними системами енергетики, безпеки та автоматизації, що забезпечують ефективне функціонування та високий рівень безпеки експлуатації.

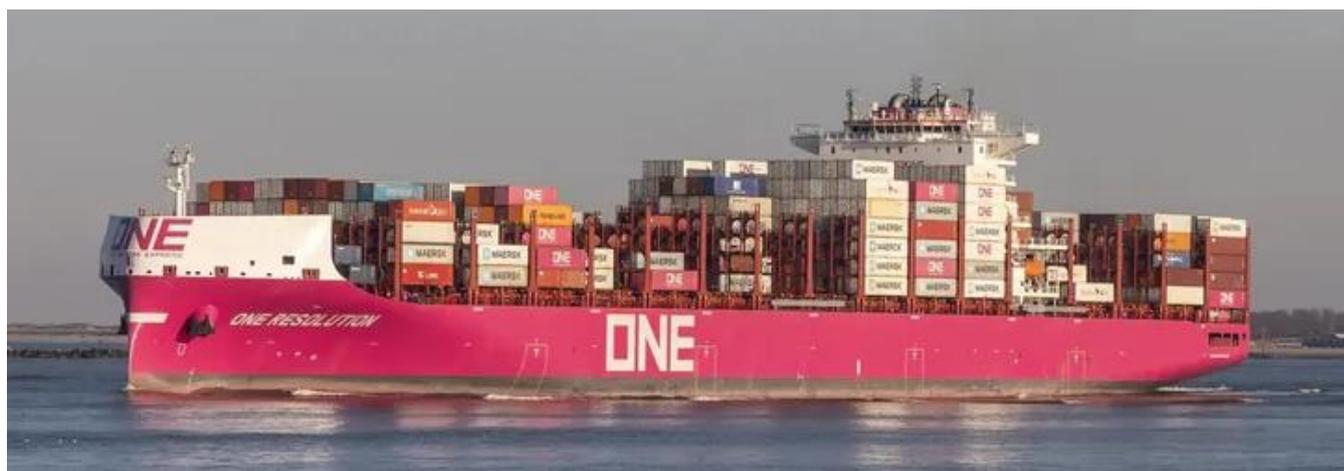


Рисунок 2.1 Загальний вигляд судна ONE Resolution

Таблиця 2.1 Основні характеристики судна-прототипу

Назва судна	ONE Resolution
Тип судна	контейнеровоз
ІМО номер	9952763
Рік побудови	2024
Довжина, м	272,0
Довжина між перпендикулярами, м	99,3
Ширина, м	42,8
Висота борту, м	24,6
Осадка, м	15,00
Валовий тоннаж, т	74004
Чистий тоннаж, т	41330
Вантажопідйомність, т	83127
Тип головного двигуна	6G80ME-C10.5-TIII
Вантажо місткість, TEU	7098
Швидкість у завантаженому стані, вузли	19,2
Тип гвинта	Регульованого кроку
Кількість лопатей	4

2.2 Головний двигун MAN серія G-ME-C10.5

MAN-серія G-ME-C10.5 — це останнє покоління двотактних лінійних (ultra-long stroke / G-type) суднових головних двигунів з електронним уприскуванням (ME-C), спроектоване для великих вантажних суден і танкерів. Маркування 6G80ME-C10.5-TIII означає: 6 циліндрів, тип G (ultra-long stroke), діаметр циліндра 800 mm, керування ME-C (електронне впорскування), програма/версія C10.5, і виконання з компенсацією вимог Tier III (обмеження NOx). Платформа розроблена для високої економічності (низької питомої витрати палива) та сумісності з сучасними системами очищення/рециркуляції відпрацьованих газів.

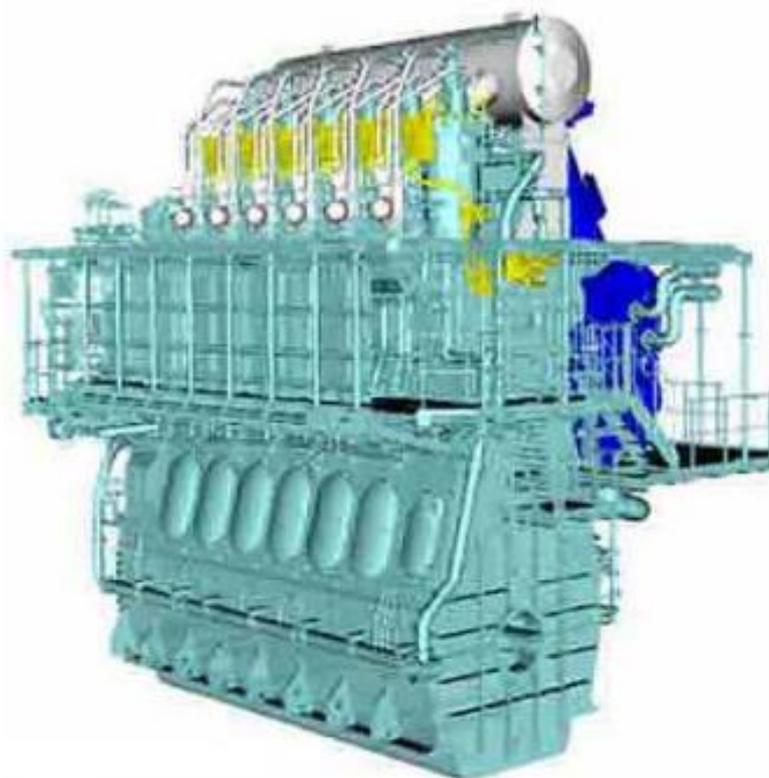


Рисунок 2.2. Загальний вигляд двигуна 6G80ME-C10.5-ТІІ

Таблиця 2.2 Основні характеристики головного двигуна MAN 6G80ME-C10.5-ТІІ

Тип двигуна	Двотактний, малообертвий, крейц-копфний, електронно-керований (ME)
Модель	MAN 6G80ME-C10.5-ТІІ
Номінальна потужність	24 700 kW
Тип палива	HFO / MGO
Система упорскування	Електронна (ME – electronically controlled)
Кількість циліндрів	6
Діаметр циліндра	800 мм
Хід поршня	3150 мм
Номінальна частота обертання	≈ 72–75 об/хв
Середній ефективний тиск	17-18 бар
Максимальний тиск згоряння	194,8 бар
Питома витрата палива на MCR	≈ 165–170 г/(кВт·год)

Питома витрата палива на NCR	$\approx 160\text{--}165$ г/(кВт·год)
Максимальний тривалий режим (MCR – Maximum Continuous Rating)	$\approx 38\ 000\text{--}40\ 000$ кВт
Частота обертання на MCR	≈ 72 об/хв
Нормальний режим (NCR – Normal Continuous Rating)	$\approx 85\text{--}90$ % від MCR
Тип охолодження	Водяне (прісна/забортна вода)
Система наддуву	Турбонаддув з охолодженням наддув-ного повітря
Екологічний стандарт	ІМО Tier III
Тип пуску	Пневматичний
Система змащення	Примусова, з окремими системами для циліндрів і кривошипно-шатунного механізму

Основні частини двигуна та їхні функції

1) Корпус (cylinder block / bedplate / crankcase)

Роль: несуча конструкція двигуна, яка сприймає всі робочі та динамічні навантаження; містить корінні підшипники колінчастого валу і забезпечує фіксацію циліндрових секцій.

Особливості: у сучасних G-серіях застосовують оптимізовані корпуси з меншим міжциліндровим кроком (reduced cylinder spacing) та підвищеною жорсткістю, що дозволяє зменшити масу і габарити.

2) Колінчатий вал (crankshaft) і шатунно-поршнева група

Колінвал: передає крутний момент на вал гребного гвинта; підтримується корінними підшипниками великого діаметра; виготовляється зі спеціальних легованих сталей, що витримують високі циклічні навантаження.

Поршень і шатун: поршні великого діаметра з кільцевими ущільненнями, інколи з мідно-Нікелевими вставками; шатуни — масивні, інженерно оптимізовані

або flex-rod виконання для зниження вага/тертя.

Примітка: у нових версіях використовують гнучкі (flex) шатуни й оптимізовані підшипники для зниження втрат і зменшення ваги.

3) Циліндровий блок і головка циліндра (cylinder liner & cover)

Циліндрові вставки (liners): змінні вставки для забезпечення зносу/ремонту; в їхній конструкції враховано охолодження водою (jacket cooling).

Головка циліндра: містить форсункові отвори, клапанні пристрої (для двотактних — клапан випуску/екзост); у ME-C конструкції впорскування — електронне та високого тиску.

Особливість двотактної архітектури: випускні клапани розташовані у верхній частині циліндра і відкриваються в певній фазі для випуску відпрацьованих газів у колектор.

4) Система упорскування палива (fuel injection system)

Тип: електронна система впорскування ME-C (mechanically actuated, electronically controlled) або електрична/електронна реалізація високого тиску в сучасних виконаннях.

Функція: точне дозування часу і кількості палива по циліндрах для оптимізації згоряння, зниження SFOC (specific fuel oil consumption) та регулювання NO_x/CO₂. ME-C дає можливість більш гнучкого управління фазою впорскування і мультиінжекцій.

5) Наддув / турбонагнітальна система (turbocharger and scavenging)

Система наддуву: високоефективні турбіни (MAN, MHI, ABB) з одним або секвенційним наддувом для оптимізації дроселювання та забезпечення потрібного тиску наддуву (scavenging air) у різних режимах.

Сканведжинг (scavenge air): подача охолодженого і очищеного повітря в циліндр для видалення відпрацьованих газів; охолоджувач повітря наддуву (scavenge air cooler) знижує температуру повітря, підвищуючи ефективність згоряння.

Tier III конфігурації можуть містити системи HPSCR або EGR для зниження викидів NO_x.

6) Система вихлопу та газоочистки (exhaust & after-treatment)

Вихлопний колектор: направляє відпрацьовані гази до турбокомпресора або на системи очищення.

Післяобробка та SCR / EGR: для досягнення Tier III часто використовуються рециркуляція відпрацьованих газів (EGR) або селективна каталізаторна нейтралізація (SCR/HPSCR), що встановлюються зовнішньо або інтегровано в паливний/вихлопний тракт двигуна.

7) Система мастила (lubrication) і охолодження (cooling)

Масляна система: тиск мастила забезпечує охолодження підшипників, мастило поршнів; включає насос(и), фільтри, охолоджувачі масла і систему контролю тиску/температури.

Охолодження: система править робочий температурний режим блоку та головок: контур охолодження водою (fresh water cooling) та охолоджувачі повітря/олії. У ME-C двигунах передбачені складні контури з акумулюванням тепла і теплообмінниками.

8) Система пуску та регулювання (starting & control)

Пуск: великий двотактний мотор зазвичай запускається стисненим повітрям; є також електростартери або комбіновані схеми.

Система управління: електронна платформа (Engine Control System — ECS/PLC) забезпечує управління впорскуванням, захисти, координує TURBO/SCAVENGE, EGR/SCR, моніторинг параметрів і діагностику. ME-C двигуни мають широкий набір датчиків і функцій «engine process tuning» для оптимізації SFOC і викидів.

Операційні особливості та режими експлуатації

Низькообертний режим: двигуни типу G80ME працюють на дуже низьких обертах (~70–75 rpm), що забезпечує високу ефективність для великих суден і дозволяє зменшити навантаження на кріплення та гребний вал.

Оптимізація SFOC: за рахунок точної електронної системи впорскування, секвенційного наддуву і теплового менеджменту досягають низької питомої ви-

трати палива (SFOC). MAN-проект-гайди містять криві SFOC по навантаженню для конкретних конфігурацій.

Вимоги Tier III: залежно від комплектації двигун може бути обладнаний HPSCR (high pressure SCR), EGR або іншим рішенням для зменшення NOx. Це впливає на компоновку машинного відділення та на систему обслуговування.

Технічне обслуговування та сервісні особливості

Періодичні огляди: щотижневі візуальні огляди, щомісячні тест-пуски і щорічні розбирання/випробування — рекомендовані згідно сервіс-інструкцій MAN та ліцензійних виробників. Ключові вузли: гаки/пальці шатунів, клапани, форсунки, підшипники.

Моніторинг стану: сучасні системи моніторингу вібрації і стану підшипників (bearing condition monitoring) для раннього виявлення дефектів; використання data logging для аналізу експлуатаційних режимів.

Запасні частини та ремонт: завдяки модульній конструкції можна замінювати циліндр-вставки, підшипники та інші елементи без повного демонтажу; ремонтні інтервали залежать від навантаження і якості палива.

Переваги й обмеження платформи 6G80ME-C10.5

Переваги

- Висока питома потужність при помірних обертах — ефективно для океанських суден.
- Сучасна електроніка ME-C дозволяє тонко налаштовувати впорскування, знижувати SFOC та викиди.
- Можливість інтеграції Tier III рішень (EGR/SCR).

Обмеження

- Складність сервісу і вимога кваліфікованого персоналу для обслуговування електронних і газоочисних систем.
- Велика маса і габарити — вимагають відповідної компоновки машинного відділення.
- Чутливість до якості палива і потреба у фільтрації/попередній підготовці при роботі на важких видах пального.

2.3 Годинна витрата палива головним двигуном MAN 6G80ME-C10.5-ТШ

$$Q_e = g_e \cdot \Sigma N_e$$

$$Q_e = 0.1735 \cdot 24700 = 4285,45 \text{ кг/год}$$

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

ΣN_e – сумарна ефективна потужність головних двигунів, кВт.

Кількість теплоти, що виділяється при згоранні палива:

$$q = Q_e \cdot Q_n$$

$$q = 4285,45 \cdot 41400 = 177417630 \text{ кДж/кг},$$

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

Для палива двигуна MAN 6G80ME-C10.5-ТШ приймаємо $Q_n = 41400 \text{ кДж/кг}$.

2.4 Механізми й пристрої, що обслуговують головний двигун MAN 6G80ME-C10.5-ТШ

Значення швидкостей течії робочих речовин у суднових системах MV ONE Resolution, що необхідні для розрахунку діаметрів трубопроводів:

- паливна система перекачування – 5,6 м/с,
- паливо в системі підкачування – 4,6 м/с,
- масло у циркуляційній системі – 8,7 м/с,
- води у системах охолодження – 8,9 м/с,
- води у санітарних системах – 4,2 м/с.

2.4.1 Паливна система

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

Дизель MAN 6G80ME-C10.5-ТШ призначений для роботи на важких сортах палива, при використуванні яких судові енергетичні установки облашту-

ються спеціальною системою підготовки палива. Система включає у себе сепаратори важкого й дизельного палива, парові підігрівачі, обладнанні термостатами, відстійно-витратні цистерни важкого й дизельного палива, фільтри грубої й тонкої очистки. Кожний сепаратор має два спарованих паливних насоса (для нагнітання та відкачування). Танки MV ONE Resolution облаштовуються системою парового обігріву. Паливо перекачується до відстійної цистерни, звідки після відстоювання у продовж 20...24 годин насосами подається до підігрівача, потім до сепараторів й після цього паливо подається до витратної цистерни. З витратної цистерни паливо подається паливопідкачувальними насосами через підігрівач до головного двигуна MAN 6G80ME-C10.5-TIII. Паливна система включає до себе також насоси для перекачування палива з одного танку до іншого.

Паливні танки. Об'єм кожної з двох відстійних й двох витратних цистерн важкого палива V_{em} обирається із розрахунку забезпечення роботи головного двигуна а MAN 6G80ME-C10.5-TIII упродовж часу $\tau_l = 24$ год.

$$V_{em} = (Q_e \cdot \tau_l) / \rho_m$$

$$V_{em} = (4285,45 \cdot 24) / 960 = 107,14 \text{ м}^3,$$

де ρ_m – густина палива, кг/м³.

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

Об'єм кожної з двох відстійно-витратних цистерн дизельного палива приймаємо рівним 80 % від об'єму витратних двох цистерн важкого палива тобто 85,7 м³.

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

$$Q_c = V_{em} / \tau_{c.n.}$$

$$Q_c = 107,14 / 12 = 8,9 \text{ м}^3/\text{год}$$

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

- **Сепаратори.** Встановлюємо два сепаратора важкого палива, та один сепаратор дизельного палива. Сепаратор дизельного палива приймається таким же для уніфікації. Сепаратори обираємо за подачею. Сепаратори Alfa Laval S977: 4500 л/год; робоча напруга: 230 В, 50 Гц

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

Для обраного судна-прототипу цистерна має об'єм $V_3 = 1503 \text{ м}^3$.

$$Q_{nn} \geq V_3 / \tau_{відк}$$

$$Q_{nn} \geq 1503/4 = 375,75 \text{ м}^3/\text{год},$$

$$Q_{nn} \geq V_{вт} / \tau_2.$$

$$Q_{nn} \geq 107,14/6 \geq 17,86 \text{ м}^3/\text{год},$$

де Q_{nn} – подача паливоперекачувального насоса, $\text{м}^3/\text{год}$.

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

Споживна потужність двигуна привода паливоперекачувального насоса визначається з формули:

$$P = \frac{Q \cdot p}{3,6 \cdot \eta}, \text{ кВт}$$

де Q – подача насоса, $\text{м}^3/\text{год}$;

p – тиск, який створює насос, МПа;

η – КПД насоса.

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

$$P = (375,75 \cdot 0,4) / (3,6 \cdot 0,8) = 52,19 \text{ кВт}$$

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

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

Подача паливопідкачувального насоса винаходиться за формулою:

$$Q_{nn} = (K_{nn} \cdot Q_e) / \rho_m$$

$$Q_{nn} = (3 \cdot 4285,45) / 960 = 13,39 \text{ м}^3/\text{год}$$

де K_{nn} приймаємо від 2 до 5. Приймаємо $K_{nn} = 3$.

p_{nn} – тиск, що розвиває насос для двигунів MAN 6G80ME-C10.5-TPI при-

мається від 0,55 до 0,7 МПа. Приймаємо $H_{nn} = 0,60$ МПа.

Споживна потужність двигуна привода паливопідкачувального насоса визначається з формули:

$$P = (13,39 \cdot 0,60) / (3,6 \cdot 0,8) = 2,79 \text{ кВт}$$

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

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

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

$$q_m = Q_{nn} \cdot \rho_m \cdot c_n \cdot (T_2 - T_1)$$

$$q_m = 13,39 \cdot 960 \cdot 1,8 \cdot (353 - 310) = 994930 \text{ кДж/год},$$

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

T_1 – початкова температура палива (приблизно 310 К);

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

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

Площа теплообмінної поверхні паливопідігрівача:

$$A_m = q_m / (k_m \Delta T_m),$$

$$A_m = 994930 / (1000 \cdot 68,5) = 14,5 \text{ м}^2,$$

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

ΔT_m - температурний напір у теплообміннику.

$$\Delta T_m = T_s - (T_1 + T_2) / 2.$$

$$\Delta T_m = 400 - (310 + 353) / 2 = 68,5 \text{ К}$$

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

Підігрівач обираємо за його площею теплообмінної поверхні. Alfa Laval Aalborg MX15, що повністю відповідаю вимогам та витримує тиск 5,6 МПа.

2.4.2 Масляна система двигуна MAN 6G80ME-C10.5-TIII

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

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

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

$$V_{м.з.} = 1,2 \cdot b_{м.м.} \cdot \Sigma N_e \cdot \tau_{20} / \rho_m$$

$$V_{м.з.} = 1,2 \cdot 0,0002 \cdot 24700 \cdot 1200 / 960 = 7,41 \text{ м}^3,$$

де τ_{20} – тривалість роботи головного двигуна а MAN 6G80ME-C10.5-TIII в розрахунковому рейсі, год. Приймаємо з прототипу $\tau_{20} = 1200$ год.

ρ_m – густина масла, яка дорівнює 960 кг/м³.

$V_{м.з.}$ з 20 % запасом на рейс дорівнює 8,89 м³.

Об'єм цистерн запасу у циліндрового масла:

$$V_{ц.з} = b_{цм} \cdot \Sigma N_e \cdot \tau_{20} / \rho_m$$

$$V_{ц.з} = 0,0005 \cdot 24700 \cdot 1200 / 960 = 15,44 \text{ м}^3.$$

де $b_{цм}$ – питома витрата циліндрового масла, що залежить від типу двигуна, для MAN 6G80ME-C10.5-TIII: від $0,4 \cdot 10^{-3}$ до $0,7 \cdot 10^{-3}$ кг/(кВт.год). Приймаємо $b_{цм} = 0,0005$ кг/(кВт.год).

Циркуляційний масляний насос

Подача циркуляційного масляного насосу:

$$Q_{м.н} = \frac{q_{тр} + q_n}{c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta T_m}$$

$$Q_{м.н} = (554700 + 2919528) / (3,0 \cdot 960 \cdot 8) = 150,8 \text{ м}^3/\text{год},$$

де c_m – теплоємність масла, можна прийняти 3,0 кДж/(кг.К);

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

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

ΔT_m – різниця температур масла на виході й вході у двигун MAN 6G80ME-

C10.5-ТШ можна прийняти 8 К.

$$q_{mp} = 3,6 \cdot 10^3 \cdot a_{mp} \cdot N_e \cdot (1 - \eta_m) / \eta_m$$

$$q_{mp} = 3,6 \cdot 10^3 \cdot 0,43 \cdot 24700 \cdot (1 - 0,96) / 0,96 = 1593150 \text{ кДж/год.}$$

де a_{mp} – доля теплоти, що виділяється при терті й відноситься маслом від 0,4 до 0,45. Приймаємо $a_{mp} = 0,43$;

η_m – механічний ККД головного двигуна MAN 6G80ME-C10.5-ТШ. дорівнює: $\eta_m = 0,96$.

$$q_n = a_n \cdot q$$

$$q_n = 0,05 \cdot 177417630 = 8870881 \text{ кДж/год.}$$

де a_n – частина теплоти, що передається від поршня до масла для МОД MAN 6G80ME-C10.5-ТШ, від 0,04 до 0,06. Приймаємо $a_n = 0,05$.

Споживна потужність двигуна привода циркуляційного масляного насосу визначається з формули:

$$P = (167,0 \cdot 0,25) / (3,6 \cdot 0,85) = 13,6 \text{ кВт}$$

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

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

Приймаємо $p_{mm} = 0,25 \text{ МПа}$.

Кількість масла в системі:

$$V_{mc} = Q_{mc} / z.$$

$$V_{mc} = 150,8 / 10 = 15,08 \text{ м}^3,$$

де z – кратність циркуляції, год⁻¹ при наддуві вище ніж 40 % $z = 10$.

Об'єм стічної цистерни

$$V_{cy} = r \cdot V_{mc}$$

$$V_{cy} = 1,25 \cdot 15,08 = 18,85 \text{ м}^3,$$

де r – коефіцієнт спінювання, який складає від 1,2 до 1,3. Приймаємо $r = 1,25$.

Масляний сепаратор

Подача масляного сепаратора

$$Q_{m.c} = V_{mc} / \tau_{cm}$$

$$Q_{m.c} = 15,08 / 8 = 1,89 \text{ м}^3/\text{год},$$

де τ_{cm} – час сепарації всього масла, що знаходиться у системі, τ_{cm} від 4 до 8 годин.

Приймаємо $\tau_{см} = 8 \text{ год}$.

Обираємо сепаратор масла за подачею, а також встановлюємо один резервний того ж типу.

Поверхня охолодження маслоохолоджувача:

$$A_m = \frac{q_{mp} + q_n}{k_m \cdot \Delta T_m}, \text{ м}^2,$$

$$A_m = (554700 + 8870881) / (1000 \cdot 12) = 785,5 \text{ м}^2,$$

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

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

Встановлюємо два охолоджувача, площа поверхні кожного становить 60 % від загальної тобто $471,3 \text{ м}^2$.

Маслоперекачувальний насос

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

$$Q_{m.n} = V_{mc} / \tau_m,$$

$$Q_{m.n} = 15,08 / 1 = 15,08 \text{ м}^3/\text{год}.$$

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

Номінальна потужність привода маслоперекачувального насосу дорівнює:

$$P = (15,08 \cdot 0,2) / (3,6 \cdot 0,8) = 1,05 \text{ кВт}.$$

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

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

2.4.3 Система охолодження двигуна MAN 6G80ME-C10.5-T11

Насоси забортної води

Насоси заборотної води прокачують її через водоохолоджувачі, маслоохолоджувачі й охолоджувачі наддувного повітря. З заборотною водою відводиться теплота тертя q_{mp} , теплота, що передається через втулки, кришки q_u , теплота, що передається від поршнів q_n , та теплота наддувного повітря q_n .

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

$$q_u = a_u \cdot q;$$

$$q_u = 0,11 \cdot 177417630 = 19515939 \text{ кДж/год};$$

де a_u – частина, тепла що передається через втулки й кришки; величина a_u змінюється від 0,1 до 0,14 для МОД.

Подача насоса води прісного контуру:

$$Q_{n.в} = \frac{q_u}{c_{n.в} \cdot \rho_{n.в} \cdot \Delta T_{n.в}}$$

$$Q_{n.в} = 19515939 / (4,2 \cdot 10 \cdot 1000) = 464,7 \text{ м}^3 / \text{год},$$

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

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

$\Delta T_{n.в}$ – різниця температур прісної води на вході та виході з двигуна MAN 6G80ME-C10.5-ТІІ, яка зазвичай знаходиться в інтервалі від 6 до 10 К.

Номінальна потужність привода насоса води прісного контуру:

$$P = (Q_{n.в} \cdot p_{n.в}) / (3,6 \cdot \eta),$$

$$P = (464,7 \cdot 0,3) / (3,6 \cdot 0,9) = 43 \text{ кВт}.$$

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

Приймаємо $p_{нв} = 0,3 \text{ МПа}$;

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

Подача насосу заборотної води визначаємо за формулою:

$$Q_{з.в} = \frac{q_u + q_{mp} + r \cdot q_n + q_n}{c_{з.в} \cdot \rho_{з.в} \cdot \Delta T_{з.в}},$$

$$Q_{з.в} = (19515939 + 1593150 + (0,6 \cdot 2335622) + 8870881) / (4,2 \cdot 11 \cdot 1025) = 594,5$$

м³/год.

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

$\rho_{3.6}$ – густина забортної води, приймається 1025 кг/м³;

$\Delta T_{3.6}$ – різниця температур прісної води на вході й виході з двигуна, від 10 К до 15 К; приймаємо $\Delta T_{3.6} = 11$ К.

r – коефіцієнт, приймається для турбонагнітачів від 0,5 (з глибокою утилізацією), до 1 (без утилізації). Приймаємо $r = 0,6$.

$$q_n = a_n \cdot q,$$

$$q_n = 0,04 \cdot 177417630 = 2335622 \text{ кДж/год},$$

де a_n – коефіцієнт, при охолодженні поршнів прісною водою лежить в інтервалі від 0,03 до 0,05; приймаємо $a_n = 0,04$.

$$q_n = a_n \cdot q,$$

$$q_n = 0,05 \cdot 58390560 = 2919528 \text{ кДж/год},$$

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

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

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

$$\frac{Q_{3.6}}{N_e} = (0,035 \dots 0,045),$$

$$\frac{Q_{3.6}}{N_e} = 245,3 / 8600 = 0,029.$$

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

Номінальна потужність привода насосу забортної води:

$$P = (594,5 \cdot 0,2) / (3,6 \cdot 0,9) = 36,7 \text{ кВт}$$

де $p_{3.6}$ – тиск, що утворює насос, від 0,2 до 0,4 МПа;

Приймаємо $p_{3.6} = 0,2$ МПа;

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

Водоохолоджувач

Поверхня водоохолоджувача винаходиться за формулою:

$$A_{охл} = q_{и}/(k_{и} \Delta T_{е}),$$

$$A_{охл} = 19515939/(5000 \cdot 15) = 260.2 \text{ м}^2.$$

де $\Delta T_{е}$ – різниця середньої температури прісної й забортної води в охолоджувачі, К;

$k_{и}$ – коефіцієнт теплопередачі, приймаємо 5000 кДж/(м²·год·К).

За площиною поверхні приймаємо водоохолоджувач.

$$\Delta T_{е} = T_{не} - T_{зв}, \text{ К.}$$

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

Приймаємо $T_{не} = 320 \text{ К}$.

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

$$\Delta T_{е} = 320 \dots 305 = 15 \text{ К.}$$

2.4.4 Система стисненого повітря

Система забезпечує стисненим повітрям питомого тиску пуск й реверс головного двигуна MAN 6G80ME-C10.5-TIII та пуск допоміжних дизелів. Система включає до себе компресори пускового повітря, балони пускового повітря.

Кількість вільного повітря V_B на n_n пусків дизеля:

$$V_B = n_n \cdot b_B \cdot \Sigma V_s,$$

$$V_B = 12 \cdot 5 \cdot 11,2 = 672 \text{ м}^3,$$

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

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

ΣV_s – робочий об'єм пускових циліндрів двигуна.

Робочий об'єм циліндрів двигуна знаходиться за формулою:

$$\Sigma V_s = (\pi \cdot d^2 \cdot s \cdot n_{и})/4,$$

$$\Sigma V_s = (3,14 \cdot 0,8^2 \cdot 3,72 \cdot 6)/4 = 1,2 \text{ м}^3,$$

де D – діаметр циліндру, м;

S – хід поршня, м;

N – кількість циліндрів.

Сумарний об'єм балонів:

$$\Sigma V_{\delta} = V_B \cdot p_B / (p_{max} - p_{min})$$

$$\Sigma V_{\delta} = 672 \cdot 0,1013 / (3,0 - 1,0) = 34 \text{ м}^3,$$

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

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

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

Стандартні балони у кількості не менш ніж два мають мати сумарний об'єм, близький до ΣV_{δ} , приймаємо $\Sigma V_{\delta} = 17 \text{ м}^3$.

Вибір балонів дизель-генератора робиться аналогічно.

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

$$Q_k = \Sigma V_{\delta} (p_{max} - p_{min}) / p_B,$$

$$Q_k = 34 \cdot (3,0 - 1,0) / 0,1013 = 672 \text{ м}^3/\text{год}.$$

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

2.4.5 Система газовипуску

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

Кількість газів, сходячих з двигуна:

$$Q_g = 10 \cdot N_e,$$

$$Q_g = 10 \cdot 24700 = 247000 \text{ м}^3/\text{год},$$

де N_e – ефективна потужність головного двигуна, кВт.

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

Для двотактних двигунів внутрішнього згорання діаметр трубопроводів дорівнює:

$$d_{\text{газ}} = 12 \cdot \sqrt{N_e}.$$

$$d_{\text{газ}} = 12 \cdot \sqrt{24700} = 1886 \text{ мм.}$$

2.5 Механізми й пристрої загальносуднових систем

2.5.1 Водопожежна система MV ONE Resolution

Сумарна подача ΣQ стаціонарних пожежних насосів має бути не менш ніж:

$$\Sigma Q = k \cdot m^2,$$

$$\Sigma Q = 0,008 \cdot 252,5^2 = 230,8 \text{ м}^3/\text{год.}$$

$$m = 1,68 \cdot \sqrt{L_c \cdot (B_c + H_6)} + 25,$$

$$m = 1,68 \cdot \sqrt{(272 \cdot (42,8 + 24,6))} + 25 = 252,5,$$

де L_c – довжина судна, м,

B_c – ширина судна, м,

H_6 – висота борту до палуби переборок на міделі, м,

k – коефіцієнт, для MV ONE Resolution приймаємо $k = 0,008$.

Номінальна потужність привода пожежного насоса:

$$P = (\Sigma Q \cdot p) / (3,6 \cdot \eta) / 2,$$

$$P = (230,8 \cdot 1,0) / (3,6 \cdot 0,93) / 2 = 68,9 \text{ кВт}$$

де p – тиск, що створює насос, приймається згідно вимогам Регістру, МПа ;

η – КПД насоса, приймаємо рівний 0,93.

Кількість стаціонарних пожежних насосів – два. Тиск у місті розташування будь-якого крану приймається $p = 0,30 \text{ МПа}$.

У якості стаціонарних пожежних насосів можуть бути застосовані санітарні, баластні, осушні та насоси заборотної води, якщо їх подача та тиск відповідають розрахунковим. Ці насоси не можуть бути застосовані для перекачування нафтопродуктів, масла та інших горючих рідин.

2.5.2 Осушна система MV ONE Resolution

Насоси осушувальної системи застосовуються для видалення води із льял

машинного відділення, коридорів гребних валів, із льял вантажних трюмів, а також можуть бути застосовані для викачування баласту з ахтерпіку й форпіку.

Осушувальні насоси можуть виконувати роль баластних у оговорених Правилами Регістру випадках.

Діаметр магістралі d_{oc} знаходиться за формулою Регістра:

$$d_{oc} = 1,68 \cdot \sqrt{L_c \cdot (B_c + H_6)} + 25,$$

$$d_{oc} = 1,68 \cdot \sqrt{(272 \cdot (42,8 + 24,6))} + 25 = 252,5 \text{ мм},$$

де L_c – довжина судна, м,

B_c – ширина судна, м,

H_6 – висота борту до палуби переборок на міделі, м.

Загальна подача осушувальних насосів має бути не менша ніж сумарна подача пожежних насосів.

Подача осушних насосів знаходиться з розрахунку швидкості течії рідини у трубах магістралі $v_{он} \geq 2 \text{ м/с}$.

$$Q_{oc} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot d_{oc}^2}{4} \cdot v_{он}.$$

$$Q_{oc} = 3600 \cdot (3,14 \cdot 0,252^2) / 4 \cdot 2,5 = 488,8 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Номінальна потужність привода осушувального насосу:

$$P_{oc} = (Q_{oc} \cdot p_{он}) / (3,6 \cdot \eta),$$

$$P_{oc} = (488,8 \cdot 0,3) / (3,6 \cdot 0,9) = 45,3 \text{ кВт},$$

де $p_{он}$ – тиск, що створює насос, знаходиться в інтервалі від 0,2 МПа до 0,3 МПа; приймаємо $p_{он} = 0,3 \text{ МПа}$;

КПД насоса приймаємо $\eta = 0,9$.

Кількість насосів – не менш ніж два. У якості одного з незалежних насосів може бути прийнятий баластний або інший насос із потрібною подачею.

2.5.3 Баластна система MV ONE Resolution

Система призначена для заповнення й осушення баластних танків.

Подача баластного насосу має бути такою щоб осушити усі баластні танки за

час від 4 до 10 годин, в залежності від розмірів судна.

За Правилами Регістра внутрішній діаметр баластного трубопроводу d_{bc} знаходиться за формулою:

$$d_{bc} = 18 \cdot \sqrt[3]{V_{\text{бв}}}.$$

$$d_{bc} = 18 \cdot \sqrt[3]{2258} = 236 \text{ мм},$$

де $V_{\text{бв}}$ - об'єм найбільшого баластного відсіку, визначаємо за данини судна-прототипу, $V_{\text{бв}} = 2258 \text{ м}^3$.

Подача баластних насосів при відомому діаметрі трубопроводу визначається швидкістю течії води у трубах магістралі $v_{bc} \geq 2 \text{ м/с}$.

$$Q_{\text{бн}} = 3600 \cdot \frac{\pi \cdot d_{bc}^2}{4} \cdot v_{bc}$$

$$Q_{\text{бн}} = 3600 \cdot (3,14 \cdot 0,236^2) / 4 \cdot 2,5 = 394,0 \text{ м}^3/\text{год}.$$

v_{bc} – швидкість робочого потоку.

Для осушувальних систем приймаємо $v_{bc} = 2,5 \text{ м/с}$.

Номінальна потужність привода баластних насосів :

$$P_{\text{бн}} = (Q_{\text{бн}} \cdot p_{\text{бн}}) / (3,6 \cdot \eta),$$

$$P_{\text{бн}} = (394,0 \cdot 0,3) / (3,6 \cdot 0,78) = 43,0 \text{ кВт}.$$

де $p_{\text{бн}}$ – тиск, що утворює насос, від 0,2 МПа до 0,3 МПа; приймаємо $p_{\text{бн}} = 0,3 \text{ МПа}$.

КПД насосу, приймаємо $\eta = 0,78$.

У якості баластних можуть бути застосовані резервні насоси охолодження, пожежні й осушувальні насоси.

2.6 Система вентиляції MV ONE Resolution

Подача повітродувки, що забезпечують вентиляцію житлових приміщень, розраховується з умови подачі на кожного члена екіпажу або пасажера від 33 $\text{м}^3/\text{год}$ до 50 $\text{м}^3/\text{год}$ повітря.

Подача системи вентиляції машинного відділення визначається із розрахунку

забезпечення роботи головних двигунів у штормових умовах при зачиненому машинному відділенні.

Згідно з прототипом судну передбачено 21 місце для екіпажу та 2 запасних місця. Таким чином для забезпечення повної людської завантаженості на судні при загальній кількості місць на 23 члена екіпажу загальна подача повітря дорівнює:

$$Q_e = 40 \cdot 23 = 920,0 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Подача повітря, необхідна для роботи машин і механізмів у машинному відділенні:

$$Q_{mo} = \alpha_g \cdot G_0 \cdot Q_e / \rho_B,$$

$$Q_{mo} = 2,5 \cdot 14 \cdot 920,0 / 1,29 = 24961 \text{ м}^3/\text{год.}$$

де α_g – коефіцієнт залишку повітря при згоранні палива у двигуні. Для двигуна MAN 6G80ME-C10.5-ТІІІ приймаємо $\alpha_g = 2,5$,

G_0 – масова витрата повітря на 1 кг палива,

ρ_B – густина повітря при барометричному тиску.

2.7 Санітарні системи

2.7.1 Система питної води MV ONE Resolution

Питна вода зберігається у запасних цистернах, що розташовуються за межами подвійного дна. З запасних цистерн вода подається насосом до гідрофорів. Об'єм напірної цистерни приймається 0,2 добової витрати.

Подача насоса питної води визначається із розрахунку витрати одною людиною за добу від 10 л до 40 л питної води.

Таким чином виходячи з максимальної людської місткості судна, добова витрата з цистерни питної води дорівнює:

$$Q_{цнв} = (23 \cdot 40) \cdot 0,2 = 1,84 \text{ м}^3.$$

Номінальна потужність привода насосів системи питної води:

$$P_{нс} = (Q_{цнв} \cdot p_{нс}) / (3,6 \cdot \eta),$$

$$P_{нс} = (1,84 \cdot 0,7) / (3,6 \cdot 0,75) = 0,48 \text{ кВт.}$$

де $p_{нс}$ – тиск, що створює насос питної води, який складає від 0,5 МПа до 0,7 МПа; приймаємо $p_{нс} = 0,7$ МПа.

КПД насосу, приймаємо $\eta = 0,75$.

2.7.2 Система води для санітарно-побутових потреб MV ONE Resolution

Витрата води для санітарно-побутових потреб складає у середньому від 100 л до 200 л на людину у добу. Визначення подачі води для санітарно-побутових потреб аналогічне попередньому розрахунку.

$$V_{цнв} = Q_{цнв} = (200 \cdot 29) \cdot 0,2 = 11,6 \text{ м}^3.$$

Номінальна потужність привода насосів:

$$P_{снп} = (11,6 \cdot 0,7) / (3,6 \cdot 0,7) = 3,2 \text{ кВт},$$

де $p_{снп}$ – тиск, що створює насос, складає від 0,5 МПа до 0,7 МПа; приймаємо $p_{снп} = 0,7$ МПа;

КПД насосу приймаємо $\eta = 0,7$.

2.7.3 Система забортої води для санітарно-технічних потреб MV ONE Resolution

Для розрахунку подачі насоса витрата води для санітарно-технічних потреб приймається 20...30 л на людину у добу. Визначення подачі насоса виконується аналогічно попередньому розрахунку.

$$V_{цзв} = Q_{цзв} = (30 \cdot 29) \cdot 0,65 = 5,66 \text{ м}^3.$$

Номінальна потужність привода насосів:

$$P_{снт} = (5,66 \cdot 0,7) / (3,6 \cdot 0,74) = 14,85 \text{ кВт}.$$

де $p_{снт}$ – тиск, що створює насос, складає від 0,5 МПа до 0,7 МПа; приймаємо $p_{снт} = 0,7$ МПа;

КПД насосу приймаємо $\eta = 0,74$.

3 АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ НА РЕЖИМИ РОБОТИ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ РЕФКОНТЕЙНЕРА

3.1 Схема та принцип роботи холодильної машини рефконтейнера

Холодильна машина рефрижераторного контейнера є автономною холодильною системою, що забезпечує підтримання стабільного мікроклімату для вантажів, чутливих до температурних коливань. Рефрижераторні контейнери типу DAIKIN LXE10E, на якій базується це дослідження, містять високоефективний компресорний холодильний агрегат прямого випаровування (DX-cycle), комплексну систему автоматики, електронне керування й розгалужену мережу сенсорів, які забезпечують точне регулювання параметрів холодильної установки. Згідно з інструкцією виробника DAIKIN холодильна машина побудована таким чином, щоб працювати в умовах тривалих морських перевезень, вібрацій, зміни кліматичних зон, коливань електроживлення та високих механічних навантажень.

Для правильного розуміння принципу роботи холодильного агрегата необхідно детально розглянути його структурну схему, функціональні елементи та термодинамічні процеси. Основу системи становлять такі елементи: герметичний або напівгерметичний компресор, повітряний конденсатор, випарник, електронний розширювальний клапан (EEV), соленоїдні клапани (SMV, HSV, DSV), вентилятори, фільтр-осушувач, ресивер, трубопроводи високого та низького тиску, а також датчики температури, тиску та потоку. Усі ці елементи взаємодіють між собою за чітким алгоритмом, визначеним контролером, що регулює інтенсивність охолодження, частоту циклів, режими defrost, рівень перегріву, та інші параметри.

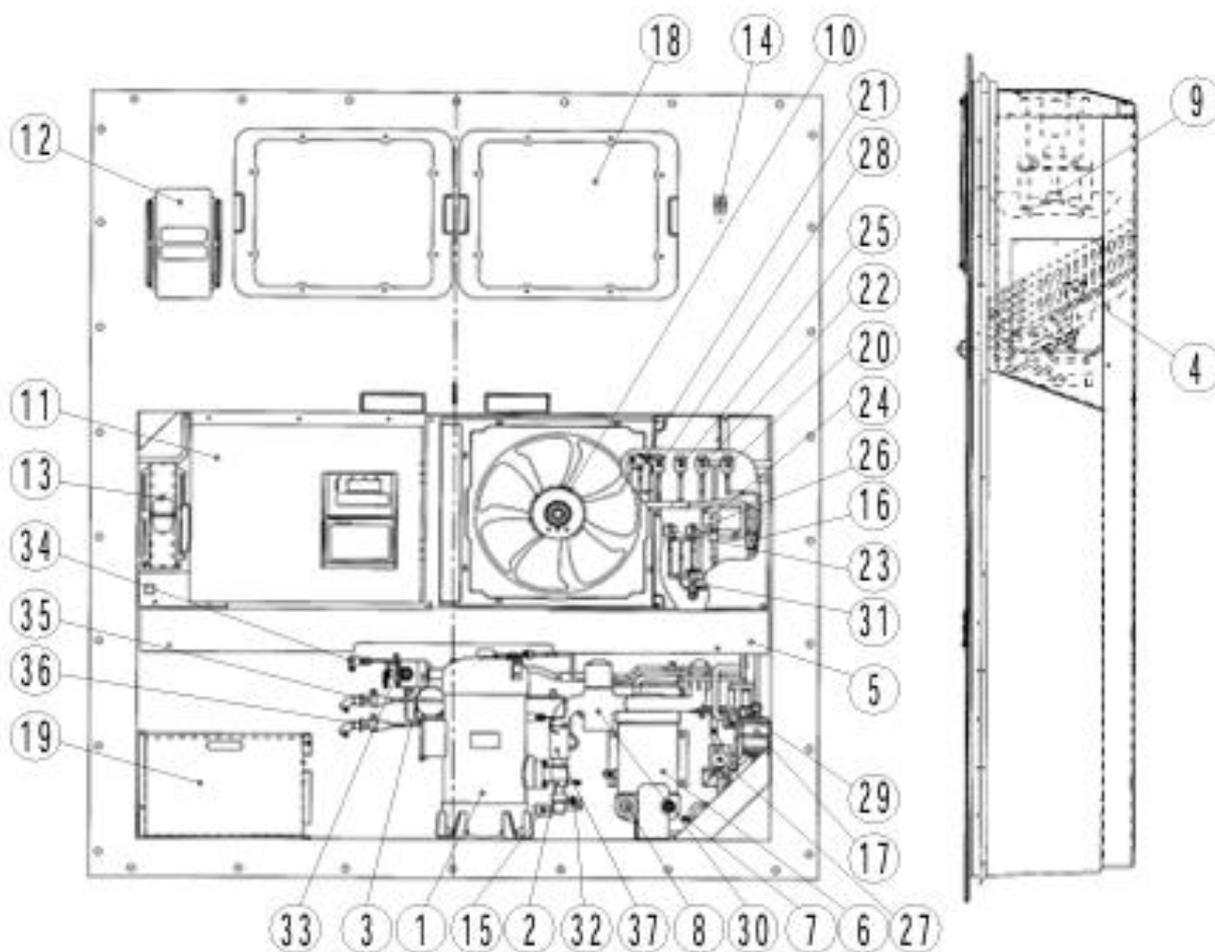


Рисунок 3.1 Загальний вигляд холодильної машини рефконтейнера
DAIKIN LXE10E [11]

На рис. 3.1 наведені наступні позначення: 1) Компресор; 2) Запірний клапан на стороні всмоктування компресора; 3) Запірний клапан на стороні нагнітання компресора; 4) Випарник; 5) Конденсатор з повітряним охолодженням; 6) Конденсатор з водяним охолодженням; 7) Вхідний роз'єм охолоджувальної води; 8) Вихідний роз'єм охолоджувальної води; 9) Вентилятор випарника; 10) Вентилятор конденсатора; 11) Блок керування; 12) Верхній вентилятор (понад 80 м³/год); 13) Нижній вентилятор (нижче 80 м³/год); 14) Отвір для відбору проб (зворотний); 15) Отвір для відбору проб (подача); 16) Індикатор вологості рідини; 17) Осушувач; 18) Панель доступу; 19) Місце для зберігання кабелю живлення; 20) Електромагнітний клапан байпасу нагнітального газу (BSV); 21) Капілярний електромагнітний клапан (CSV); 22) Електромагнітний клапан розморожування (DSV); 23) Еле-

лектромагнітний клапан економайзера (ESV); 24) Електронний розширювальний клапан (EV); 25) Електромагнітний клапан гарячого газу (HSV); 26) Електромагнітний клапан впорскування (ISV); 27) Електромагнітний клапан рідини (LSV); 28) Електромагнітний клапан зміювика повторного підігріву (RSV); 29) Регулювальний клапан тиску нагнітання (DPR); 30) Модулюючий клапан всмоктування (SMV); 31) Термостатичний розширювальний клапан (TEV); 32) Датчик температури навколишнього середовища (AMBS); 33) Датчик температури нагнітального трубопроводу (DCHS); 34) Реле високого тиску (HPS); 35) Датчик високого тиску (HPT); 36) Датчик низького тиску (LPT); 37) Датчик температури всмоктувальної труби компресора (SGS)

Компресор є "серцем" системи, забезпечуючи циркуляцію холодильного агента по замкненому циклу. Він всмоктує холодоагент із низьким тиском з випарника та стискає його до стану високого тиску, що супроводжується підвищенням температури теплоносія. Для контейнерів DAIKIN використовується високоефективний спіральний (scroll) компресор, що має підвищену надійність в умовах морських перевезень. У своїй роботі компресор керується контролером, який включає або відключає його залежно від температурних показників та активного режиму роботи.

Після стискання гарячий перегрітий пар надходить у повітряний конденсатор, де відбувається процес відведення теплоти та перехід пароподібного холодоагента у рідку фазу. У рефконтейнерах використовують потужні осьові вентилятори EFH/EFL, що забезпечують примусове продування повітря через теплообмінник. У процесі конденсації зменшується ентальпія холодоагента.

Після конденсатора рідкий холодоагент надходить у ресивер, де накопичується для стабільного живлення розширювального клапана. Далі хладагент проходить через фільтр-осушувач, який видаляє вологу та мікрочастинки — це критично важливо для запобігання льодоутворенню в капілярних елементах та корозії внутрішніх трубопроводів.

Електронний розширювальний клапан — це один з найважливіших елементів системи. Він регулює кількість холодоагента, що надходить у випарник, забез-

печуючи точний контроль перегріву. Клапан працює імпульсно, відкриваючись на певний відсоток відповідно до сигналів контролера, який аналізує температуру випаровування та тиск у системі.

Соленоїдні клапани SMV, HSV, DSV виконують завдання перенаправлення потоків холодоагента, зокрема при переході між режимами охолодження, заморожки або відтайки. Їхня робота детально описана в режимних діаграмах DAIKIN.

Випарник є останнім елементом у холодильному контурі, де холодоагент переходить у пароподібний стан, поглинаючи теплоту з внутрішнього об'єму контейнера. Повітря циркулює через випарник завдяки потужним вентиляторам, які створюють рівномірний повітряний потік по всьому контейнеру. Це забезпечує стабільну температуру та згладжує коливання при відкриванні дверей, завантаженні або коливаннях зовнішніх умов.

Робота рефрижераторного контейнера DAIKIN базується на комплексному алгоритмі керування, який забезпечує точне підтримання температури вантажу незалежно від зміни зовнішніх умов. Контролер аналізує дані десятка сенсорів у режимі реального часу та приймає рішення щодо відкриття клапанів, роботи компресора, швидкості вентиляторів та переходу до спеціальних режимів, зокрема дефросту, підігріву або зволоження. Згідно з документацією DAIKIN, логіка керування побудована на принципах зворотного зв'язку й комбінованого ПІД-регулювання, що дозволяє утримувати температуру вантажу з точністю до $\pm 0,2$ °C.

Цикл роботи холодильної установки починається з аналізу сенсорів Supply Air Sensor (SS) та Return Air Sensor (RS), які визначають температуру подачі та повернення повітря. На підставі цих даних контролер визначає відхилення від заданої температури вантажу та формує команду на включення або виключення компресора, відкриття електронного розширювального клапана і корекцію положення соленоїдних клапанів. Важливо, що логіка DAIKIN враховує не лише величину похибки температури, а й її динаміку — тобто темп нагрівання або охолодження вантажу, що підвищує стабільність роботи системи та запобігає частим «вмиканням-вимиканням» компресора.

У режимі охолодження компресор працює за класичною схемою прямого циклу DX: подає холодоагент високого тиску в конденсатор, звідки рідкий агент через фільтр-осушувач та ресивер надходить до розширювального клапана. Випарник поглинає теплоту з внутрішнього повітря контейнера, після чого перегрітий пар подається назад до компресора.

Цей режим використовується при транспортуванні охолоджених продуктів (м'ясо, фрукти, овочі, молочна продукція). Контролер підтримує температурні коливання у межах $\pm 0,5$ °C, що відповідає міжнародним вимогам до перевезення чутливих вантажів. Соленоїдні клапани у цьому режимі працюють у базових положеннях: HSV відкритий, DSV закритий, SMV у положенні прямого потоку.

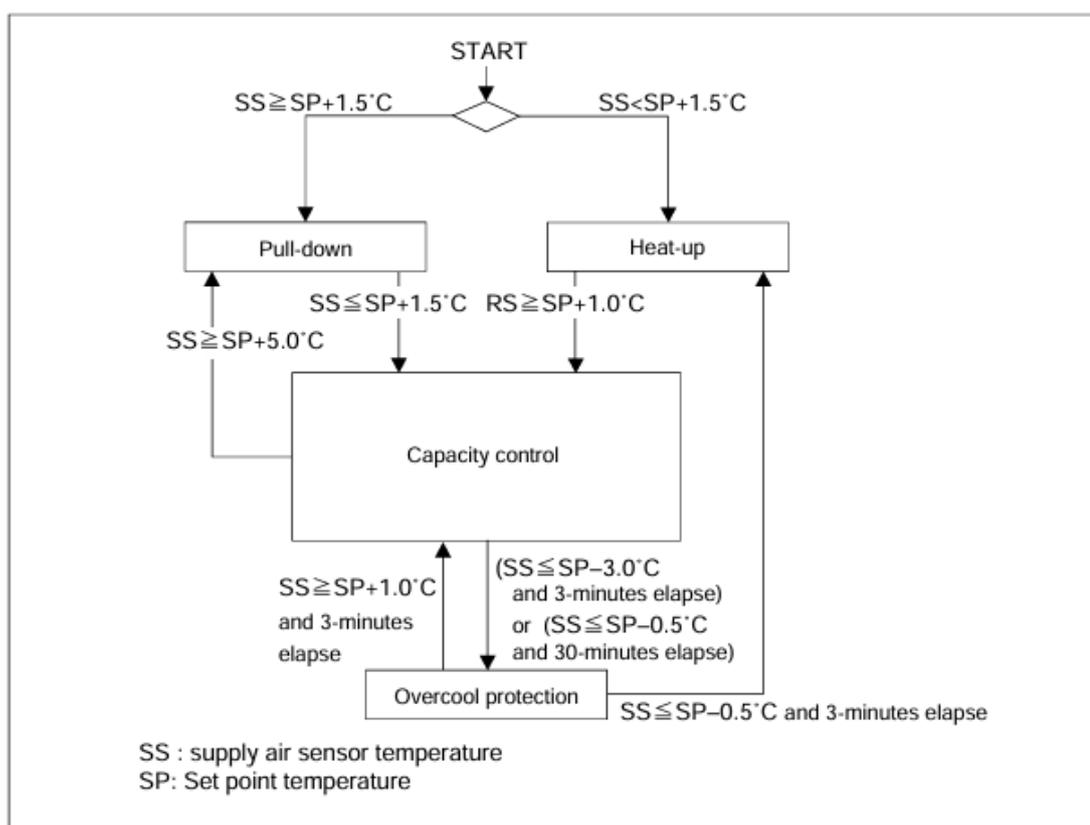


Рисунок 3.2 Схема роботи холодильної машини у режимі охолодження

Чим вища масова витрата холодоагента, тим потужніший охолоджувальний ефект, однак робота EEV забезпечує точне балансування між продуктивністю і безпечним рівнем перегріву.

Режим заморожування активується при температурних завданнях нижче -5 °C і суттєво відрізняється від охолодження як алгоритмами роботи, так і парамет-

рами керування. У цьому режимі контролер переходить до більш агресивних режимів охолодження та подовжує цикли роботи компресора. Розширювальний клапан працює з меншим кроком відкриття для забезпечення нижчої температури кипіння холодоагента, а вентилятори випарника часто працюють на максимальній швидкості.

У режимі заморожування DAIKIN застосовує змінену логіку керування перегрівом, зокрема допускається збільшення перегріву до 10–15 °С для запобігання утворенню льоду всередині випарника та зменшення ризику обмерзання трубопроводів.

Із підвищенням різниці температур зростає ефективність відбору теплоти, однак збільшується ризик обмерзання — тому контролер має балансувати між продуктивністю і необхідністю періодичної відтайки.

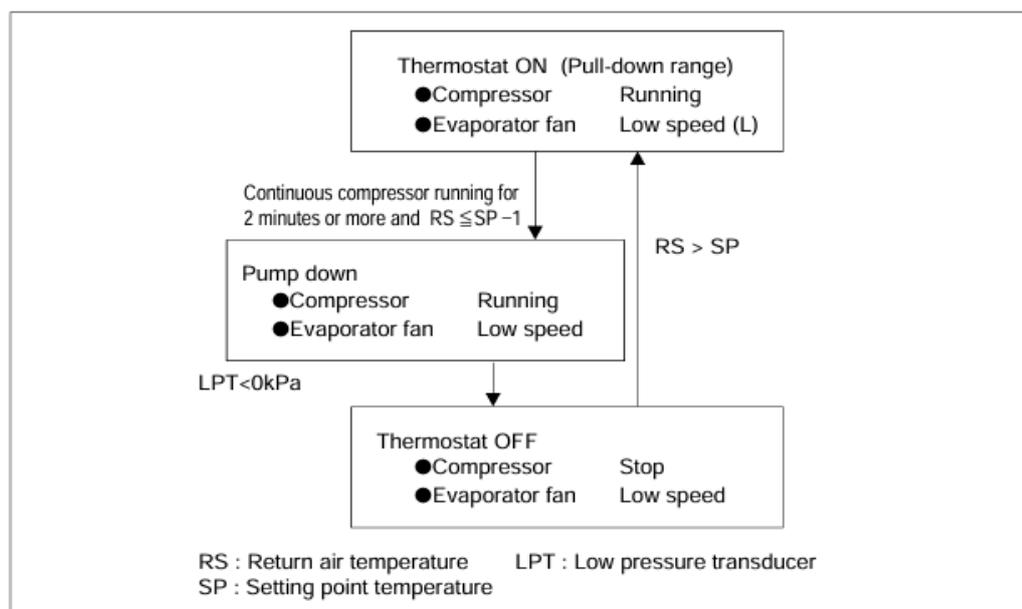


Рисунок 3.3 Схема роботи холодильної машини у режимі заморожки

Цей режим застосовується для вантажів, які потребують температурного режиму в діапазоні від -3 до 0 °С, наприклад деяких видів фруктів, овочів та спеціалізованої продукції. Режим є проміжним між охолодженням і глибокою заморожкою. У цьому випадку контролер DAIKIN значно точніше регулює положення розширювального клапана і враховує інерцію теплообміну вантажу. Як зазначено в документації, режим Partial Freezing базується на сповільнених циклах компре-

сора з подовженими фазами стабілізації, що дає змогу уникати температурних піків.

Цей режим особливо чутливий до зовнішніх температурних коливань під час перевезення: при проходженні теплих кліматичних зон різниця між температурою довкілля та заданою температурою вантажу може досягати 30–40 °С, що підвищує навантаження на компресор. Для уникнення перегріву система автоматично регулює швидкість роботи вентиляторів конденсатора.

У процесі експлуатації рефрижераторного контейнера обмерзання випарника є природним явищем, що зумовлене конденсацією та кристалізацією вологи з повітря вантажного простору на поверхні теплообмінника. Накопичення льоду зменшує площу теплопередачі, знижує ефективність теплообміну та збільшує споживання електроенергії, тому система відтайки є невід’ємною частиною роботи холодильного агрегата.

Система DAIKIN використовує гарячий газовий дефрост, що є найбільш ефективним для контейнерного транспорту. У цьому режимі гарячі пари холодоагента високого тиску з виходу компресора спрямовуються не до конденсатора, а через SMV та DSV — безпосередньо до випарника. Внаслідок цього лід, що накопичився на його поверхні, плавиться, а утворена вода стікає в дренажний піддон.

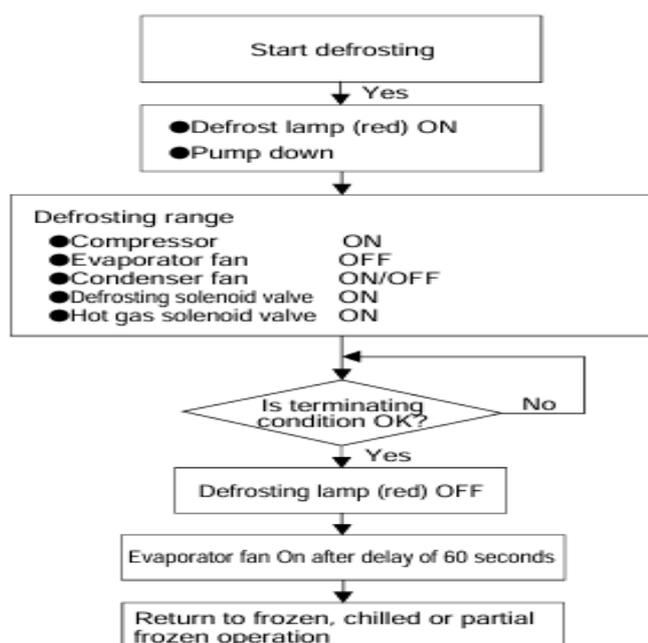


Рисунок 3.4 Схема роботи холодильної машини у режимі розморожування

Система може активувати дефрост автоматично через певний часовий інтервал, якщо датчики не подають сигналів про обмерзання, але за логікою безпеки передбачено профілактичне відтаювання.

У режимі дефросту компресор працює в режимі гарячого газу, вентилятори випарника зупинені, вентилятор конденсатора зупинений, HSV закритий, SMV та DSV перемикають потік у напрямку випарника.

Процес відтайки триває до досягнення температурою випарника значення близько $+10...+20$ °C (за даними документації DAIKIN), після чого система автоматично переходить у фазу «trip-down» — короткий період для стікання талої води.

Холодильний агрегат рефконтейнера DAIKIN оснащений комплексом сенсорів, які забезпечують точне управління циклом охолодження. Датчики виконують вимірювання температури, тиску, частоти обертів вентиляторів, струму компресора та інших параметрів, необхідних для стабільної роботи. Найважливіші датчики:

1. Supply Air Sensor (SS) вимірює температуру повітря, яке подається у вантажний простір після випарника. Це основний робочий параметр, що визначає ступінь охолодження.

2. Return Air Sensor (RS) фіксує температуру повітря, що повертається від вантажу. Дає уявлення про фактичний теплонаплив через вантаж та повітряний контур. Значення цього параметра використовується для аналізу ефективності циркуляції повітря.

3. Evaporator Outlet Sensor (EOS) вимірює температуру холодоагента після випарника, забезпечуючи контроль перегріву. Це один із найкритичніших параметрів у системі.

4. Condenser Outlet Sensor (COS) дозволяє контролювати ступінь переохолодження рідкого холодоагента після конденсатора.

5. Pressure Sensors (HP, LP) датчики високого і низького тиску забезпечують захист від перевантажень, стабільну роботу компресора, інформацію для розраху-

нку температури насичення.

6. Ambient Air Sensor (ААТ) визначає температуру навколишнього середовища, що важливо при роботі судна в різних кліматичних умовах: тропіки, помірний клімат, холодні зони.

7. Defrost Temperature Sensor (ЕТТ) використовується для алгоритмів відтайки, фіксує нагрівання випарника.

Загалом система датчиків у рефконтейнері функціонує як замкнений контур управління, формуючи відповідні сигнали для контролера.

З метою запобігання поломкам, промерзанню, перегріву або аваріям холодильної машини система контролю DAIKIN включає низку автоматичних захистів. Активування будь-якого захисту супроводжується записом коду помилки в EEPROM та сигналом тривоги на дисплеї контролера.

3.2 Основні характеристики холодильної машини рефконтейнера. Вхідні данні для аналізу

Для подальшого аналізу прийнята описана в попередньому розділі холодильна машина Daikin з наступними характеристиками.

Холодоагент R134a.

Конденсатор повітряного охолодження.

Компресор герметичний, спірального типу (scroll-compressor), модель Daikin JT224D-NYR. Характеристики цього компресора: об'ємна продуктивність 79,2 см³/об; кількість обертів 2900 1/хв.; потужність двигуна 5,5 кВт; холодопродуктивність 21,5 кВт при COP=3,28 (за даними виробника Daikin).

Температура конденсації може змінюватися в широкому інтервалі та з урахуванням того, що конденсатор охолоджується повітрям, то максимальна температура конденсації може досягати 50-55 °С.

В роботі заплановано виконати розрахунки роботи холодильної машини рефконтейнера в широкому інтервалі параметрів роботи, а саме температури кипіння холодоагенту у випарнику, яка забезпечує підтримку у холодильній камері темпе-

ратур від 13 °С (наприклад при транспортуванні бананів) до мінус 18 °С (перевозка заморожених продуктів). У такому випадку температура кипіння холодоагента буде прийнята на 10 К нижче за температуру усередині контейнера. При цьому як температуру конденсації приймемо найгірший для експлуатації повітряного конденсатора холодильної машини варіант – 50 °С.

Сучасні холодильні машини рефрижераторних контейнерів засновані на схемі з одноступеневим стисненням холодоагенту та зазвичай використовують для переохолодження конденсату або рекуперацією тепла у циклі (регенеративний теплообмінник на лінії всмоктування), або економайзер і впорскування пари на проміжному етапі стиснення у компресор. На даному етапі проаналізуємо варіант з регенеративним теплообмінником.

3.3 Методи аналізу енергетичних параметрів роботи холодильної машини

Схематичне зображення циклу одноступінчастої парокompресійної холодильної машини, за яким працює холодильна машина рефконтейнера, наведена на рис. 3.5. В даному циклі застосовуються методи підвищення ефективності, який базується на переохолодженні рідкого холодоагенту у регенеративному теплообміннику (РТО) за рахунок нагріву парів холодоагенту на всмоктування у компресор. У даному схемному рішенні холодоагент перед дроселюючим пристроєм охолоджується в регенеративному теплообміннику холодною парою, що виходить з випарника.

При такому схемному рішенні пара з випарника в стані 7 направляється регенеративний теплообмінник (РТО), де охолоджує рідкий холодоагент, що виходить з конденсатора. В результаті теплообміну пар нагрівається – процес 7 – 8, а рідина охолоджується – процес 4 – 5. Тоді теплове навантаження регенеративного теплообмінника:

$$Q_{РТО} = G_{хл} (h_8 - h_7) = G_{хл} (h_4 - h_5) \quad (3.1)$$

Додатковою особливістю циклу, який наведений на рис. 2.1 є те, що в герме-

тичному компресорі додатково перед стисненням холодоагент нагрівається від електродвигуна (процес 8-1).

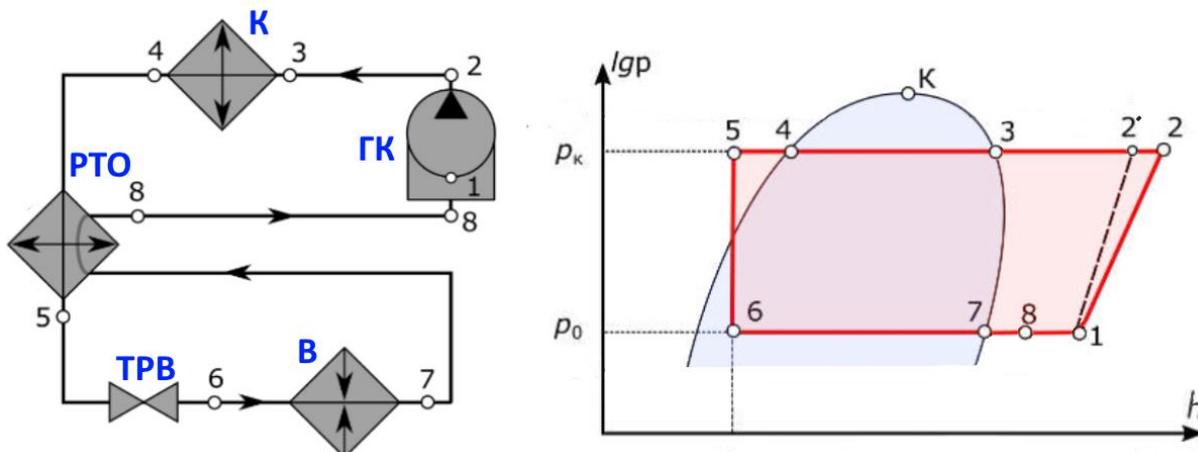


Рисунок 3.5 – Цикл холодильної машини з регенеративним теплообмінником (при встановленні герметичного компресора): процес 12' – адіабатне (ідеальне) стиснення пари холодоагенту в компресорі ($s=\text{const}$); процес 12 – реальне стиснення холодоагенту в компресорі; процес 23 - охолодження пари холодоагенту в конденсаторі ($p=\text{const}$); процес 34 - конденсація пари холодоагенту в конденсаторі ($p=\text{const}$); процес 45 - переохолодження рідкого холодоагенту в РТО ($p=\text{const}$); процес 56 – дроселювання холодоагенту ($h=\text{const}$); процес 67 - випаровування холодоагенту у випарники ($p=\text{const}$); процес 78 – перегрів парів холодоагенту у РТО ($p=\text{const}$); процес 81 – перегрів парів холодоагенту усереднені герметичного компресора ($p=\text{const}$)

Діаграма холодоагенту R134a з зображенням ідеального (стиснення в компресорі адіабатне) циклу суднової холодильної машини рефконтейнера наведено на рис. 3.6. Зображено два холодильні цикли, які характеризуються мінімальною та максимальною температурами кипіння (в залежності від вимог до температурного режиму усередині рефконтейнера) – $t_0 = 3\text{ }^\circ\text{C}$ та $t_0 = -28\text{ }^\circ\text{C}$.

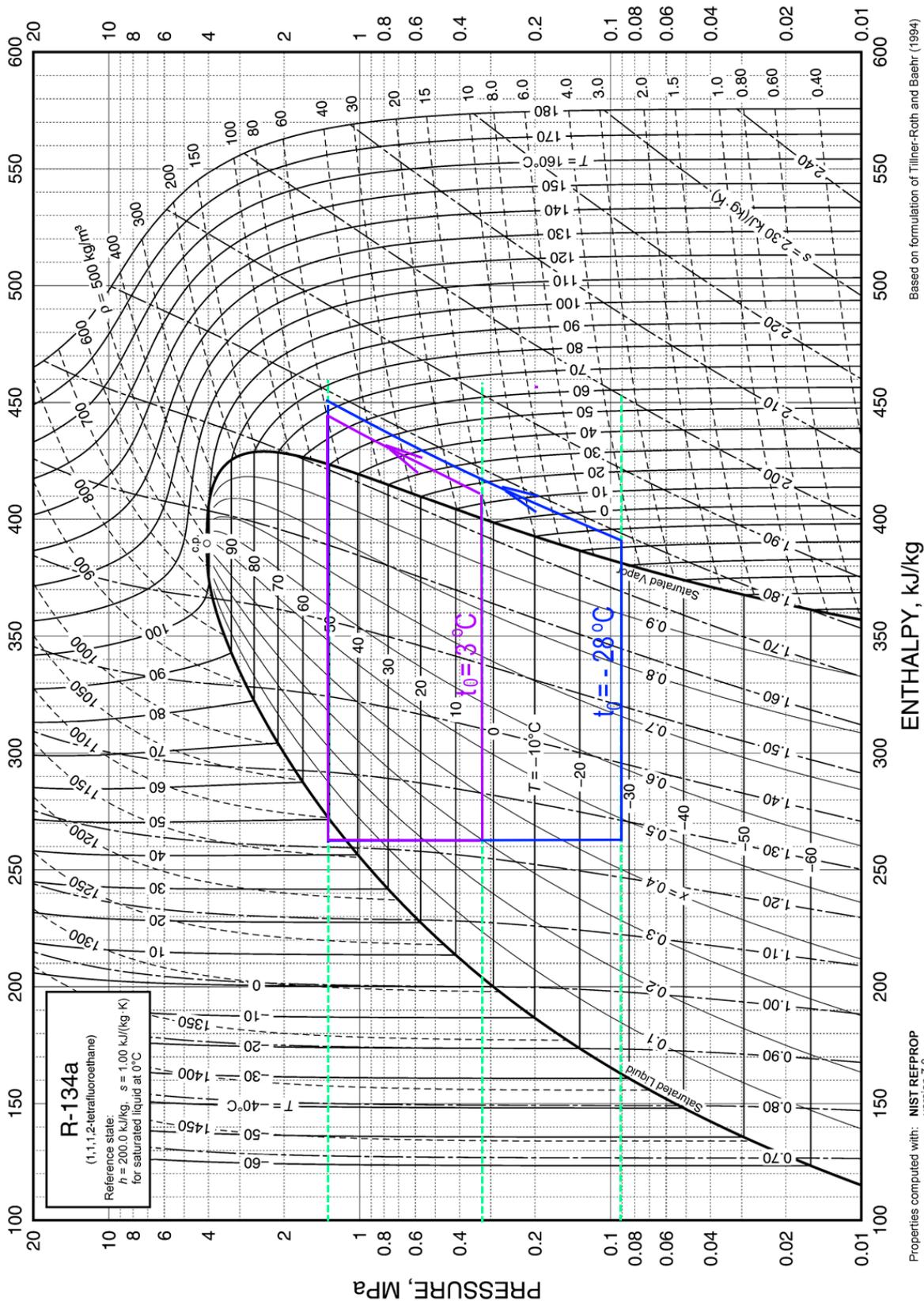


Рисунок 3.6 - Діаграма холодоагенту R134a [12] з зображенням ідеального циклу холодильної машини рефонтейнера для двох режимів роботи

Відповідно до вхідних даних, наведених вище, для побудови циклу було прийняте:

- температура кипіння холодоагенту в випарнику від $t_0 = 3\text{ °C}$ до $t_0 = -28\text{ °C}$.
- перегрів парів у випарнику 10 К (за рахунок регенеративного теплообміннику);
- температура конденсації $t_k = 50\text{ °C}$ (найгірший варіант для повітряних конденсаторів);
- переохолодження рідкого холодоагенту у конденсаторі визначається з рівняння балансу РТО $h_5 = h_4 - (h_1 - h_7)$.

Після побудови циклу (рис. 3.6) витіснюємо з діаграми, або за допомогою програми RefProp [13] ентальпії в вузлових точках циклу у таблицю. На рис. 3.7 наведений приклад отримання даних для холодоагента R134a й режиму роботи з $t_0 = -28\text{ °C}$.

REFPROP (R134a) - NIST Reference Fluid Properties

File Edit Options Substance Calculate Plot Window Help Cautions

13: R134a: Specified state points

	Temperature (°C)	Pressure (MPa)	Density (kg/m³)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Quality (kg/kg)
1	-18.000	0.092703	4.6163	389.47	1.7808	Superheated
2	71.107	1.3179	57.257	447.96	1.7808	Superheated
3	50.000	1.3179	66.272	423.44	1.7072	1.0000
4	50.000	1.3179	1102.3	271.62	1.2375	0.00000
5	44.884	1.3179	1127.1	263.72	1.2128	Subcooled
6	-28.000	0.092703	10.470	263.72	1.2685	0.45996
7	-28.000	0.092703	4.8356	381.57	1.7492	1.0000

Рисунок 3.7 Термодинамічні параметри холодоагенту у вузлових точках циклу відповідно до його зображення на рис. 3.6 для режиму з $t_0 = -28\text{ °C}$ (зображення екрану при роботі з RefProp)

Розрахунок енергетичних характеристик холодильної машини рефконтейнера виконувався за стандартною методикою, наведеною в [14], з урахуванням внутрішньої необоротності процесу стиснення холодоагенту в компресорі, механічного

та електричного ККД компресора, а також коефіцієнта подачі компресора.

Питома холодопродуктивність (кДж/кг)

$$q_0 = (h_8 - h_6). \quad (3.2)$$

Питома адиабатна робота стиснення (кДж/кг)

$$l_a = (h_{2'} - h_1). \quad (3.3)$$

Теоретичний холодильний коефіцієнт

$$\varepsilon_{TEOP} = q_0 / l_a. \quad (3.4)$$

Коефіцієнт подачі компресора (враховує зменшення реальної подачі компресора у порівнянні з теоретичною) можна орієнтовно розрахувати за формулами

$$\lambda = \lambda_i \lambda_w. \quad (3.5)$$

Коефіцієнт підігріву

$$\lambda_w = T_0 / T_k \quad (3.6)$$

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

Коефіцієнт об'ємних втрат у компресорі:

$$\lambda_i = \frac{(p_0 - \Delta p_{BC}) - c(p_k + \Delta p_H - p_0 + \Delta p_{BC})}{p_0}, \quad (3.7)$$

де Δp_{BC} - депресія на вході в компресора, можна прийняти $\Delta p_{BC} = 0,005$ МПа; Δp_H - депресія на нагнітанні, можна прийняти $\Delta p_H = 0,01$ МПа; c - відносний мертвий простір у компресорі (приймаємо $c = 0$, так як компресор спіральний).

Індикаторний ККД компресора, що враховує відмінність дійсного робочого процесу від теоретичного (ізоентропного) – відхилення процесів 1-2 і 1-2' на рис. 2.1, орієнтовно для фтор вуглеводневих холодоагентів (фреонів) можна обчислити за емпіричною формулою

$$\eta_i = \lambda_w + 0,0025 t_0, \quad (3.8)$$

Повний ККД компресора

$$\eta = \eta_i \cdot \eta_{\text{мех}} \cdot \eta_n \cdot \eta_{\text{д}}, \quad (3.9)$$

де η_i - індикаторний ККД компресора; $\eta_{\text{мех}}$ - механічний ККД компресора, що враховує втрати, викликувані тертям; η_n - ККД передачі (не враховуємо, так як компресор герметичний); $\eta_{\text{д}}$ - ККД двигуна компресора. При наближених розрахунках можна прийняти: $\eta_{\text{мех}} = 0,8 - 0,9$; $\eta_n = 0,95$; $\eta_{\text{д}} = 0,95$.

Масова витрата холодоагенту в холодильній машині (кг/с)

$$G = \lambda \cdot V_h \cdot \rho_1, \quad (3.10)$$

де λ - коефіцієнт подачі компресора; V_h - об'єм, що описується поршнями компресора (об'ємна продуктивність компресора), м³/с; ρ_1 - густина парів холодоагенту на вході в компресор (у точці 1 циклу).

Холодопродуктивність (кВт)

$$Q_0 = q_0 G. \quad (3.11)$$

Дійсна потужність, що витрачається компресором холодильної машини (кВт)

$$N = \frac{l_a \cdot G}{\eta}, \quad (3.12)$$

Температура холодоагенту на виході з компресора визначається з урахуванням індикаторного ККД:

$$\eta_i = \frac{l_a}{l_{\text{д}}} = \frac{h_2' - h_1}{h_2 - h_1}. \quad (3.13)$$

З наведеного виразу визначається h_2' , а за знайденим значенням ентальпії й тиску конденсації по діаграмі визначається t_2 .

Дійсні холодильний коефіцієнт

$$\varepsilon_{\text{д}} = \frac{Q_0}{N}. \quad (3.14)$$

Результати розрахунку за даною методикою для режиму роботи холодильної машини рефконтейнера при $t_0 = -28$ °C наведено в таблиці 3.8.

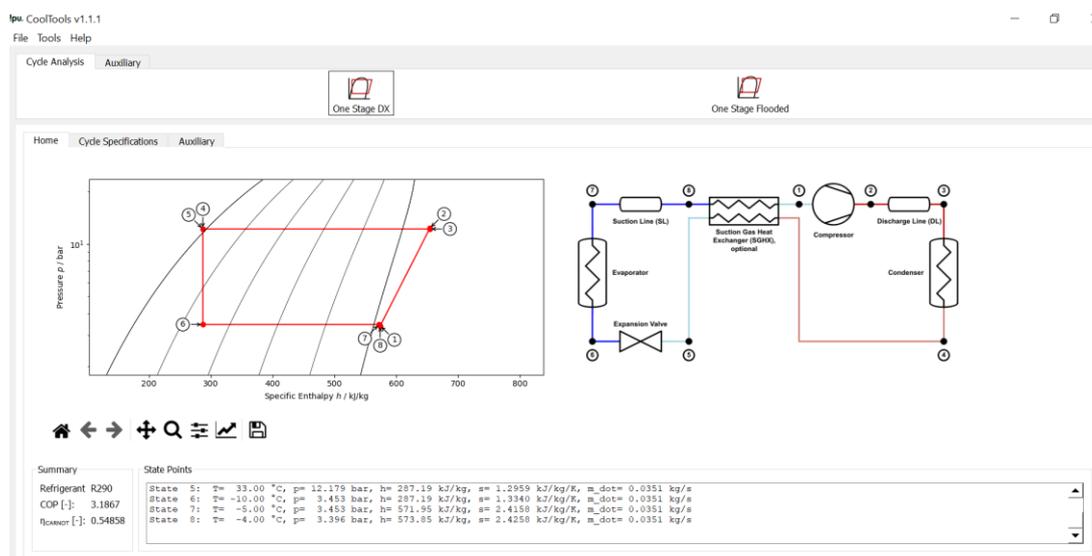
Таблиця 3.8 - Результати розрахунку енергетичних характеристик роботи холодильної машини рефконтейнера на холодоагенті R134a

Температура кипіння, °C	Заморожування
Об'ємна продуктивність компресора V_h , м ³ /с	0,003828
Температура кипіння холодоагенту, К	245
Адіабатна робота стиснення l_a , кДж/кг	58,5
Питома холодопродуктивність q_0 , кДж/кг	117,9
Коефіцієнт підігріву λ_w	0,759
Коефіцієнт об'ємних втрат у компресорі λ_i	0,946
Коефіцієнт подачі компресора λ	0,718
Індикаторний ККД компресора η_i	0,689
Повний ККД компресора η	0,556
Масова витрата холодоагенту G , кг/с	0,0127
Дійсна потужність компресора $N_{компр}$, кВт	1,332
Холодопродуктивність Q_0 , кВт	1,493
Дійсний холодильний коефіцієнт ε_D	1,12

Для спрощення аналізу будемо використовувати програмне забезпечення CoolTools v1.1.1, яка знаходиться у вільному доступі та може бути скачана з офіційного сайту <https://www.ipu.dk/products/cooltools/> [15].

Нижче наведений приклад розрахунку з використанням CoolTools v1.1.1 для холодоагента R134a при тих же параметрах, для яких наведені результати розрахунку у таблиці 3.8.

Після запуску програми на екрані комп'ютера з'явиться таке зображення:



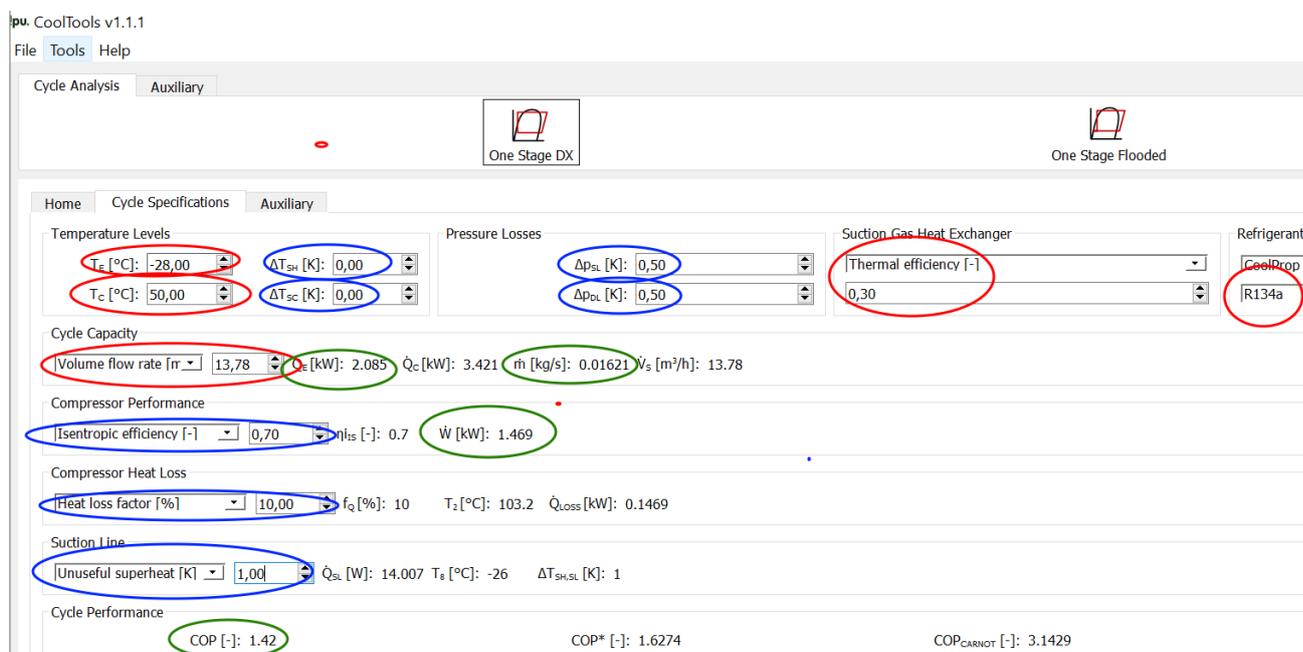


Рисунок 3.10 Зображення екрану при роботі з software CoolTools v1.1.1, на якому показані вхідні та вихідні данні

Isentropic efficiency – ізоентропний ККД процесу стиснення холодоагенту у компресорі, визначає внутрішні втрати енергії під час стиснення холодоагенту у реальних умовах; розрахунок виконуємо для значення 0,7 (орієнтовне значення), так як він слабо залежить від типу холодоагенту, а залежить від типу компресору, ступеня стиснення.

Heat loss factor – частка теплових втрат у компресорі; приймаються рівними 10 %.

Unuseful superheat – перегрів у всмоктувальній лінії перед компресором, тобто втрати холоду на всмоктуванні без вироблення холоду. Тут приймаємо $\Delta T_{SH,SL}=1$ К як рекомендоване CoolTools v1.1.1 значення.

Δp_{SL} та Δp_{DL} – втрати тиску на всмоктуванні (suction line) та нагнітанні (discharge line) компресора. Приймаємо такі втрати тиску, які від подаються падінню температури холодоагенту у стані насичення на 0.5 К.

Отримані за результатами розрахунку значення на рис. 3.10 позначені зеленим кольором. Випишемо їх:

- холодопродуктивність $Q_e=2,085$ кВт;

- масова витрата холодоагенту $m=0.01621$ кг/с;
- споживана потужність компресора $W=1.469$ кВт;
- холодильний коефіцієнт $COP=1.420$.

Додатково можна переключитися на Home (верхній правий кут вікна програми), та переглянути усі характерні точки циклу та параметри стану у цих точках, за якими розраховувався холодильний коефіцієнт COP – рис. 3.11.

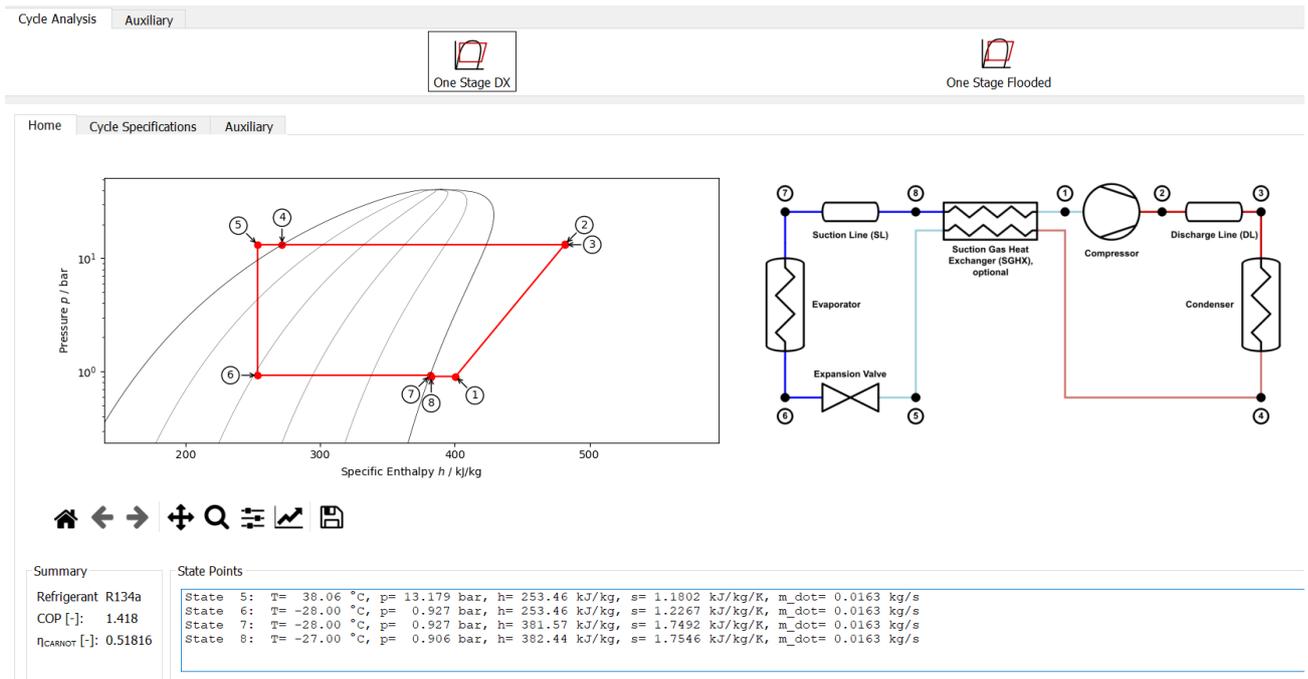


Рисунок 3.11 Зображення екрану при роботі з software CoolTools v1.1.1, на якому показана конфігурація циклу та параметри у вузлових точках циклу

Тут можна отримати параметри стану холодоагенту у вузлових точках циклу у такій послідовності: температура, тиск, ентальпія, ентропія, густина:

State 1: $T= -4.15$ °C, $p= 0.906$ bar, $h= 400.60$ kJ/kg, $s= 1.8251$ kJ/kg/K, $m_dot= 0.0163$ kg/s

State 2: $T= 102.46$ °C, $p= 13.345$ bar, $h= 481.91$ kJ/kg, $s= 1.8743$ kJ/kg/K, $m_dot= 0.0163$ kg/s

State 3: $T= 102.27$ °C, $p= 13.179$ bar, $h= 481.91$ kJ/kg, $s= 1.8752$ kJ/kg/K, $m_dot= 0.0163$ kg/s

State 4: $T= 50.00$ °C, $p= 13.179$ bar, $h= 271.62$ kJ/kg, $s= 1.2375$ kJ/kg/K, $m_dot= 0.0163$ kg/s

State 5: $T= 38.06$ °C, $p= 13.179$ bar, $h= 253.46$ kJ/kg, $s= 1.1802$ kJ/kg/K, $m_dot= 0.0163$ kg/s

State 6: $T= -28.00$ °C, $p= 0.927$ bar, $h= 253.46$ kJ/kg, $s= 1.2267$ kJ/kg/K, $m_dot= 0.0163$ kg/s

State 7: $T= -28.00$ °C, $p= 0.927$ bar, $h= 381.57$ kJ/kg, $s= 1.7492$ kJ/kg/K, $m_dot= 0.0163$ kg/s

State 8: $T= -27.00$ °C, $p= 0.906$ bar, $h= 382.44$ kJ/kg, $s= 1.7546$ kJ/kg/K, $m_dot= 0.0163$ kg/s

За ціми параметрами та методикою, наведеною вище, можна розрахувати холодильний коефіцієнт циклу.

Аналогічним образом з використанням CoolTools v1.1.1 виконуємо розрахунок для усього обраного для аналізу інтервалу температур кипіння та заносимо отримані данні у таблицю 3.12.

Таблиця 3.12 - Результати розрахунку енергетичних характеристик роботи холодильної машини рефконтейнера при різних температурах кипіння

Температура кипіння, °С	Холодопродуктивність Q_e , кВт	Масова витрата холодоагенту m , кг/с	Споживана потужність компресора W , кВт	Холодильний коефіцієнт COP
3	7,887	0,05585	2,571	3,0677
0	6,761	0,04839	2,468	2,7399
-5	5,769	0,04176	2,345	2,4601
-10	4,698	0,03452	2,171	2,1636
-15	3,794	0,02832	1,983	1,9136
-20	3,036	0,02304	1,786	1,7003
-25	2,406	0,01858	1,587	1,5165
-28	2,085	0,01621	1,469	1,420

Отримані очікувані результати, які показують, що зі зниженням температури кипіння холодоагенту (зниженням температури усередині рефконтейнера) холодильний коефіцієнт (який характеризує енергетичну ефективність роботи холодильної машини) знижується. Однак при цьому суттєво знижується й холодопродуктивність, що пов'язано як з зменшенням питомої холодопродуктивності циклу q_0 (рис. 2.3 відрізки 6-7), так й зі зменшенням коефіцієнту подачі компресора з причини високої ступені підвищення тиску у ньому при стисненні холодоагенту від більш низької температури кипіння.

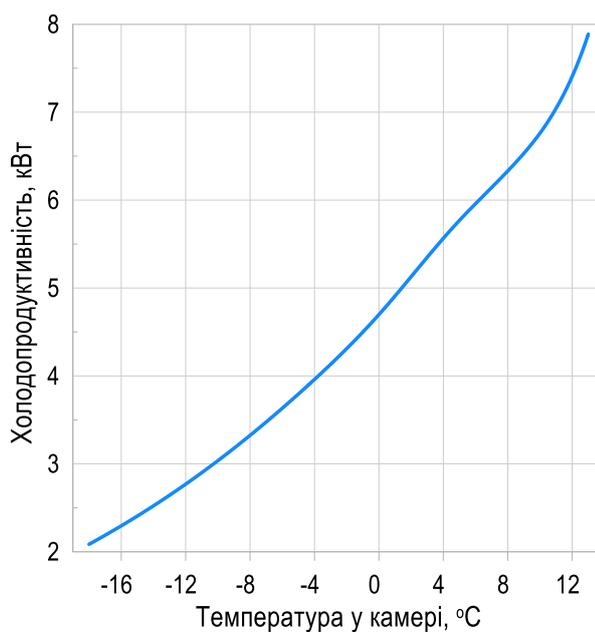


Рисунок 3.12. Залежність холодопродуктивності холодильної машини рефконтейнеру від температури кипіння холодоагенту

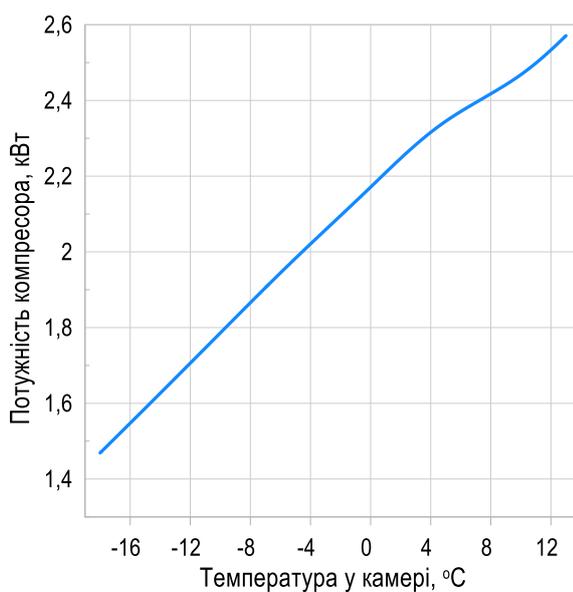


Рисунок 3.13. Залежність потужності компресора холодильної машини рефконтейнеру від температури кипіння холодоагенту

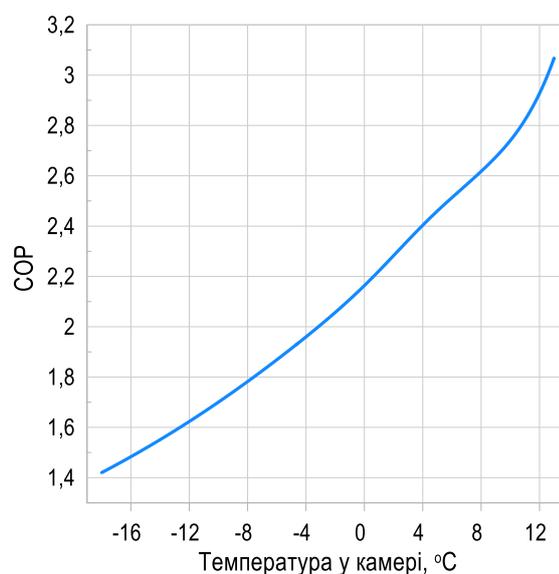


Рисунок 3.14. Залежність холодового коефіцієнта холодильної машини рефконтейнера від температури кипіння холодоагенту

3.4 Аналіз впливу забруднення конденсатора на енергоспоживання холодильної машини рефконтейнера

Для подальшого аналізу потрібно оцінити теплоприпливи у 40-футовий рефконтейнер.

Для стандартного 40-футового рефконтейнера загальний коефіцієнт теплопередачі складає $k_{tot} \approx 54$ Вт/К [16-19]

- Формула теплоприпливу через огорожувальні конструкції коли відомий загальний коефіцієнт теплопередачі, який характеризує теплоприпливи через огорожуючі конструкції відомої площі:

$$Q = K_{tot} \cdot (T_{amb} - T_{in}).$$

Результати спрощеного розрахунку теплоприпливів наведено у таблиці 3.13 та на рис. 3.14.

Теплоприпливи рефконтейнера мають лінійну залежність від різниці температур навколишнього середовища та внутрішнього об'єму камери.

Отримані залежності, як наведені на рис. 3.15, узгоджуються з літературними даними [16-19].

Таблиця 3.13 Результати спрощеного розрахунку теплоприпливів у 40-футовій рефконтейнер при різних робочих режимах

$T_{amb}, ^\circ\text{C}$	$\Delta T, \text{K}$	$Q, \text{кВт}$
Температура в камері $-18\text{ }^\circ\text{C}$		
10	28	1.51
20	38	2.05
30	48	2.59
38	56	3.02
Температура в камері $0\text{ }^\circ\text{C}$		
10	10	0.54
20	20	1.08
30	30	1.62
38	38	2.05
Температура в камері $5\text{ }^\circ\text{C}$		
10	5	0.27
20	15	0.81
30	25	1.35
38	33	1.78

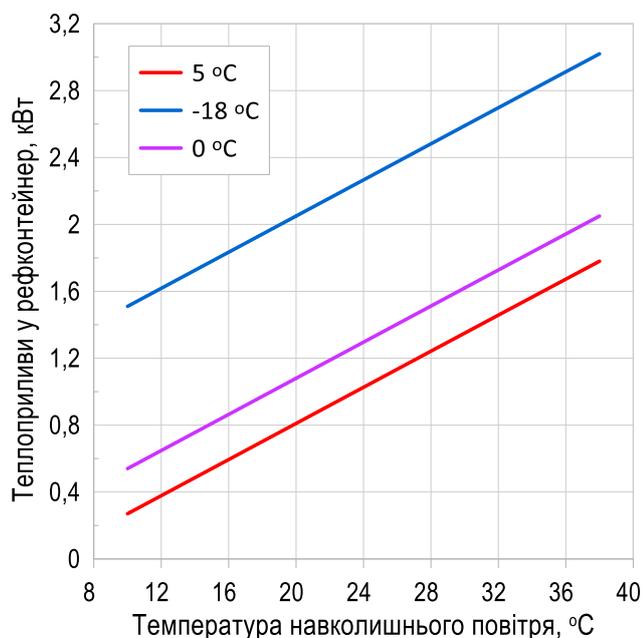


Рисунок 3.15 Залежність величини теплоприпливів у 40-футовій рефконтейнер при різних температурах навколишнього повітря та всередині контейнера

3.5 Аналіз впливу забруднення конденсатора та зниження швидкості вентилятора на ефективність роботи холодильної машини рефконтейнера

Ефективність повітряного конденсатора рефконтейнера характеризується температурним напором:

$$\Delta T = T_k - T_{air}$$

де T_k – температура конденсації холодоагенту, °С;

T_{air} – температура навколишнього повітря, °С.

У нормальному режимі для рефконтейнера температурний напір становить порядку 10–12 К при чистому теплообміннику та номінальній швидкості роботи вентилятора. В розрахунках вище приймалася величина 10 К.

Вплив забруднення конденсатора

Забруднення ребер (пил, сіль, волокна) призводить до зменшення коефіцієнта тепловіддачі від повітря до стінки конденсатора. У спрощеній постановці можна розглядати, що забруднення зменшує ефективну тепловіддачу на 20–60 %, що викликає зростання температури конденсації на 5–15 К.

Нижче наведені розрахункові дані для рефконтейнера при температурі навколишнього повітря $T_{air} = 30^\circ\text{C}$ та номінальному режимі $T_k = 42^\circ\text{C}$ (тобто $\Delta T = 10\text{ K}$).

Таблиця 3.15 Вплив ступеня забруднення поверхні конденсатора холодильної машини рефконтейнера на температуру конденсації холодоагента

Ступінь забруднення	Зменшення коефіцієнта теплопередачі, %	Температура конденсації, °С	Температурний напір у конденсаторі ΔT , К
Немає (норма)	0	42	10
Легке	-20	46	14
Середнє	-40	50	18
Сильне	-60	55	23

Як видно з таблиці, при сильному забрудненні конденсатора температурний напір зростає до 23 К і більше, що супроводжується підвищенням тиску конденсації та може призводити до спрацювання захисту по високому тиску та відключити компресор.

Вплив зниження швидкості вентилятора

Швидкість повітряного потоку через конденсатор визначає коефіцієнт тепловіддачі. У першому наближенні зв'язок між коефіцієнтом тепловіддачі h та швидкістю повітряного потоку можна записати як:

$$h \sim v^{0.5}$$

де h – коефіцієнт тепловіддачі, v – швидкість повітряного потоку.

Тоді зменшення швидкості вентилятора призводить до пропорційного зменшення тепловіддачі та зростання температури конденсації.

Для умов $T_{air} = 32^\circ C$ та номінального режиму $T_k = 42^\circ C$ приймемо такі орієнтовні значення температурного напору при зниженні швидкості вентилятора.

Таблиця 3.16 Вплив зниження швидкості вентилятора конденсатора холодильної машини рефконтейнера на температуру конденсації холодоагента

Швидкість вентилятора	Відносне зменшення коефіцієнту тепловіддачі h	$T_k, ^\circ C$	$\Delta T, K$
100 % (норма)	1.0	42	10
75 %	0.87	46	14
50 %	0.71	51	19
25 %	0.50	58	26

Зниження швидкості вентилятора до 50 % призводить до збільшення температурного напору до 19 °С, а при 25 % – до 26 °С, що відповідає роботі на межі або за межами допустимого тиску конденсації.

На основі цих даних була побудована залежність, що ілюструє збільшення температурного напору та, відповідно, зростання навантаження на компресор у разі забруднення конденсатора або порушення роботи вентилятора.

За наведеною вище методикою з використанням програмного забезпечення CoolTools v1.1.1 був виконаний розрахунок енергетичних параметрів роботи холодильної машини рефконтейнера при одному режимі роботи (температура в камері $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура навколишнього повітря $32\text{ }^{\circ}\text{C}$) та при різних температурах конденсації, що встановлюються завдяки відхилення від нормального режиму. Результати розрахунку наведено в таблиці 3.17.

Таблиця 3.17 - Результати розрахунку енергетичних характеристик роботи холодильної машини рефконтейнера при різних температурах конденсації (температура кипіння – $28\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Температура конденсації, $^{\circ}\text{C}$	Холодопродуктивність Q_e , кВт	Масова витрата холодоагенту m , кг/с	Споживана потужність компресора W , кВт	Холодильний коефіцієнт COP
Нормальний режим роботи				
42	2.298	0.01595	1.351	1.7017
Відхилення від нормального режиму роботи: забруднення теплообмінної поверхні конденсатора				
46	2.218	0.0157	1.411	1.5716
50	2.139	0.01546	1.471	1.4546
55	2.042	0.01517	1.543	1.3236
Відхилення від нормального режиму роботи: зниження швидкості вентилятора конденсатора				
46	2.218	0.0157	1.41	1.5725
51	2.12	0.01539	1.483	1.4289
58	1.985	0.01498	1.582	1.2546

У таблиці 3.17 наведено результати розрахунку основних енергетичних хара-

ктеристик холодильної машини рефрижераторного контейнера при температурі кипіння холодоагенту $-28\text{ }^{\circ}\text{C}$ та різних температурах конденсації для нормального режиму роботи і двох режимів відхилення від номінальних умов експлуатації.

За нормального режиму при температурі конденсації $42\text{ }^{\circ}\text{C}$ холодопродуктивність холодильної машини становить $2,298\text{ кВт}$, масова витрата холодоагенту — $0,01595\text{ кг/с}$, споживана потужність компресора — $1,351\text{ кВт}$, а холодильний коефіцієнт COP дорівнює $1,7017$. Отримані значення відповідають енергоефективній роботі установки та можуть вважатися базовими для подальшого порівняння.

При забрудненні теплообмінної поверхні конденсатора спостерігається зростання температури конденсації від 46 до $55\text{ }^{\circ}\text{C}$. Це призводить до систематичного погіршення енергетичних показників холодильної машини. Зокрема, холодопродуктивність зменшується з $2,218$ до $2,042\text{ кВт}$ (приблизно на $7,9\%$ відносно нормального режиму), тоді як споживана потужність компресора зростає з $1,411$ до $1,543\text{ кВт}$.

Холодильний коефіцієнт COP при цьому знижується з $1,5716$ до $1,3236$, що відповідає падінню приблизно на 22% порівняно з номінальним значенням. Масова витрата холодоагенту змінюється незначно, що свідчить про те, що основна причина зниження ефективності пов'язана зі збільшенням тиску конденсації та зростанням роботи стискування, а не зі зміною витратних характеристик циклу.

Зменшення швидкості вентилятора конденсатора також викликає підвищення температури конденсації — до $46\text{--}58\text{ }^{\circ}\text{C}$. За цих умов холодопродуктивність зменшується з $2,218$ до $1,985\text{ кВт}$ (близько $13,6\%$), тоді як споживана потужність компресора зростає до $1,582\text{ кВт}$.

Найбільш суттєво змінюється холодильний коефіцієнт COP, який зменшується з $1,5725$ до $1,2546$, що відповідає зниженню приблизно на 26% відносно нормального режиму роботи. Це свідчить про більш негативний вплив зниження інтенсивності охолодження конденсатора порівняно із забрудненням теплообмінної поверхні.

Отримані результати показують, що підвищення температури конденсації є критичним фактором, який визначає енергетичну ефективність холодильної ма-

шини рефрижераторного контейнера. Обидва розглянуті експлуатаційні відхилення — забруднення конденсатора та зниження швидкості вентилятора — призводять до зменшення холодопродуктивності, зростання споживаної потужності компресора та суттєвого зниження COP.

Таким чином, підтримання чистоти теплообмінних поверхонь конденсатора та забезпечення номінального режиму роботи вентилятора є необхідною умовою енергоефективної та економічної експлуатації холодильних машин рефрижераторних контейнерів.

ВИСНОВКИ

У результаті виконаного розрахунково-аналітичного дослідження експлуатаційних режимів роботи холодильної машини рефконтейнера встановлено закономірності впливу відхилень від номінальних умов експлуатації на її енергетичну ефективність, холодопродуктивність та рівень енергоспоживання.

Встановлено, що за нормального режиму роботи холодильної машини при температурі кипіння холодоагенту $-28\text{ }^{\circ}\text{C}$ та температурі конденсації $42\text{ }^{\circ}\text{C}$ холодильна установка забезпечує холодопродуктивність $Q_0=2,298\text{ кВт}$; споживану потужність компресора $N=1,351\text{ кВт}$; холодильний коефіцієнт $\text{COP}=1,7017$. Ці значення прийняті як базові для оцінювання впливу передаварійних режимів експлуатації.

Показано, що забруднення теплообмінної поверхні конденсатора, яке супроводжується підвищенням температури конденсації до $46\text{--}55\text{ }^{\circ}\text{C}$, призводить до стійкого погіршення енергетичних показників холодильної машини. При цьому: холодопродуктивність зменшується з $2,298$ до $2,042\text{ кВт}$, тобто приблизно на $11,1\%$; споживана потужність компресора зростає з $1,351$ до $1,543\text{ кВт}$ ($+14,2\%$); холодильний коефіцієнт COP знижується з $1,7017$ до $1,3236$, що відповідає падінню ефективності приблизно на 22% .

Встановлено, що зниження швидкості вентилятора конденсатора має ще більш негативний вплив на ефективність роботи холодильної машини, ніж забруднення теплообмінної поверхні. При підвищенні температури конденсації до $58\text{ }^{\circ}\text{C}$: холодопродуктивність зменшується до $1,985\text{ кВт}$ ($-13,6\%$ відносно номіналу); споживана потужність компресора зростає до $1,582\text{ кВт}$ ($+17,1\%$); холодильний коефіцієнт COP знижується до $1,2546$, що відповідає падінню ефективності приблизно на 26% .

Встановлено, що підвищення температури конденсації на кожні $10\text{--}15\text{ }^{\circ}\text{C}$ призводить до: зростання споживаної електричної потужності компресора в середньому на $12\text{--}17\%$; зменшення холодильного коефіцієнта COP на $20\text{--}26\%$. Цей ефект має критичне значення для судових умов експлуатації, де одночасно пра-

цюють сотні рефрижераторних контейнерів.

Показано, що за умов експлуатації контейнеровоза з кількістю рефрижераторних контейнерів у декілька сотен зниження COP холодильної машини навіть на 0,3–0,4 призводить до істотного зростання сумарного електричного навантаження суднової електроенергетичної системи, що, у свою чергу, викликає підвищення витрати палива дизель-генераторами та зростання викидів CO₂.

Установлено, що передаварійні режими, пов'язані з погіршенням умов конденсації, можуть тривалий час залишатися неідентифікованими системами аварійного захисту, оскільки холодильна машина формально залишається працездатною. При цьому відбувається приховане зростання енергоспоживання та зниження ресурсу компресора.

Результати розрахунків підтвердили, що підтримання номінальних умов тепловідведення у конденсаторі є одним із ключових факторів забезпечення енергоефективної та надійної роботи холодильної машини рефрижераторного контейнера. Регулярне очищення теплообмінних поверхонь і контроль режимів роботи вентиляторів дозволяє зменшити енергоспоживання холодильних агрегатів на 15–25 % у порівнянні з режимами експлуатаційних відхилень.

Узагальнення результатів розрахунків підтверджує доцільність використання параметрів енергоспоживання компресором та тиску конденсації та як діагностичних показників для раннього виявлення передаварійних режимів роботи холодильних машин рефрижераторних контейнерів у суднових умовах експлуатації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Castelein B., Geerlings H., Van Duin R. The reefer container market and academic research: A review study. *Journal of Cleaner Production*. 2020. Vol. 256. 120654.
2. ISO 668:2013. Series 1 freight containers – Classification, dimensions and ratings. Geneva: International Organization for Standardization, 2013. 26 p.
3. Kan A., Wang T., Zhu W., Cao D. The characteristics of cargo temperature rising in reefer container under refrigeration-failure condition. *International Journal of Refrigeration*. 2021. Vol. 123. P. 1-8.
4. Złoczowska E. Maritime containers refrigeration plant faults survey. *New Trends in Production Engineering*. 2018. Vol. 1, No. 1. P. 589–595.
5. The Swedish Club. Container focus – Refrigerated cargo analysis. Gothenburg: The Swedish Club, 2022. 24 p.
6. Filina-Dawidowicz L. Analysis of risk assessment approaches in the transportation of refrigerated containers. *Journal International Academy of Refrigeration*. 2016. Vol. 3. P. 31–36.
7. Filina-Dawidowicz L., Iwańkiewicz R., Rosochacki W. Risk measures of load loss during service of refrigerated containers in seaports. *Archives of Transport*. 2015. Vol. 34, No. 2. P. 19–27.
8. Key fire risks related with shipping vehicles and refrigeration units. SAFETY4SEA. 2019. <https://safety4sea.com/key-fire-risks-related-with-shipping-vehicles-and-refrigeration-units/> (дата звернення: 03.12.2025).
9. Refrigerated (reefer) container cargo care & claims. Britannia P&I Club. 2022. <https://britanniapandi.com/2022/04/refrigerated-container-cargo-claims/> (дата звернення: 03.12.2025).
10. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови морських суден. Київ: Регістр судноплавства України, чинна редакція. <https://shipregister.ua> (дата звернення: 11.11.2025).

11. Daikin. *Daikin Container Refrigeration Unit LXE10E-A Service Manual (TR 01-09B)*. 238 p. <https://www.scribd.com/document/490605790/Daikin-LXE10E-A-Service-Manual-TR-01-09B-pdf> (дата звернення: 18.11.2025).

12. ASHRAE Handbook – Fundamentals. American society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers. Peachtree Corners, GA, USA, 2021

13. REFPROP: Reference fluid thermodynamic and transport properties, NIST standard reference database 23, Version 8.0 / E. W. Lemmon, M. L. Huber, M. O. McLinden. - Gaithersburg: National Institute of Standard and Technology, 2007.

14. Шестоपालов К.О., Хлієва О.Я., Козьмініх М.А. Суднова холодильна техніка: методичні вказівки до практ. занять. Одеса:НУ«ОМА», 2024. 30 с.

15. CoolTools. v1.1.1. Copenhagen: IPU. 2023. <https://www.ipu.dk/products/cooltools/>

16. International Organization for Standardization. ISO 1496-2: Series 1 freight containers — Specification and testing — Part 2: Thermal containers. Geneva: ISO, 2018.

17. Germanischer Lloyd. Container Handbook. Hamburg: GDV, 2012. Режим доступу: <https://www.containerhandbuch.de>

18. Thermo King. Magnum Plus Refrigerated Containers: Technical Data. Minneapolis: Thermo King Corporation, 2020

19. Carrier Transicold. Container Refrigeration Units: Technical Specifications. Syracuse, NY: Carrier, 2019

20. Fourth IMO Grenhouse Gase Study 2020. Publ. by the International Maritime Organization. 4 Albert Embankment, London, SE1 7SR. 2021. <https://wwwcdn.imo.org/localresources/en/OurWork/Environment/Documents/Fourth%20IMO%20GHG%20Study%202020%20Executive-Summary.pdf>

21. Колиев И.Д. Суднові холодильні установки: навчальний посібник. Одеса: Фенікс, 2009. 264 с.

22. Радченко М. І., Лехмус О. О. Суднові холодильні машини: навчальний посібник. Миколаїв: НУК, 2015. 392 с.

23. Гулієнко С.В., Гусарова О.В. Холодильна техніка. Конспект лекцій. Навчальний посібник Київ КПІ ім. Ігоря Сікорського. 2023 148 с.

24. Загоруйко В. А., Голіков О. А. Судова холодильна техніка. Частина 1. Київ: Наукова думка, 2000. 608 с.