

Міністерство освіти і науки України
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Херсонський навчально-науковий інститут

Кафедра теплотехніки

«Допущений до захисту»

В.о. завідувача кафедри
теплотехніки



к.т.н., доцент Г.О. Кобалава

«10» грудня 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти **«магістр»**

на тему: **"Розробка модернізованої холодильної установки для трюмів
транспортного рефрижератора "Gold Coast" дедвейтом $Dw=7690$ т та
зменшення інтенсивності росту товщини льодової корки на поверхнях
випарника"**

Виконав: студент VI курсу, групи **6257м**
спеціальності

142 «Енергетичне машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

«Холодильні машини і установки

та системи кондиціонування повітря»

(назва освітньо-професійної програми)



Царюченко В.С.

(прізвище та ініціали)

Керівник

Грич А.В.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

Коновалов Д.В.

(прізвище та ініціали)

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет ХННІ НУК, енерготехнічний факультет

Кафедра Кафедра теплотехніки

Рівень вищої освіти другий (магістерський)

Галузь знань 14 «Електрична інженерія»

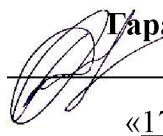
(шифр і назва)

Спеціальність 142 «Енергетичне машинобудування»

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма «Холодильні машини та установки і системи кондиціювання»

ЗАТВЕРДЖУЮ

 **Гарант освітньої програми**
д.т.н., проф. Коновалов Д.В.

«17» жовтня 2024 року

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

здобувача Царюченка В'ячеслава Сергійовича, група 6257м

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи **«Розробка модернізованої холодильної установки для трюмів транспортного рефрижератора "Gold Coast" дедвейтом $D_w=7690$ т та зменшення інтенсивності росту товщини льодової корки на поверхнях випарника»**

керівник роботи **Грич А.В., к.т.н., доцент**

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені розпорядженням директора ХННІ НУК від "17" жовтня 2024 року №10

2. Термін подання студентом роботи "10" грудня 2024 року.

3. Вихідні дані до роботи _____

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки

Вступ (Обґрунтування актуальності теми роботи).

1. Загальний розділ (Призначення та структура об'єкту. Мета роботи. Загальний опис холодильної установки або системи кондиціювання).

2. Теоретичний (розрахунковий) розділ (Підбір обладнання та систем).

3. Дослідницький розділ (Наукове дослідження за темою).

4. Конструкторський розділ (Розробка монтажу елемента холодильної установки або системи кондиціювання).

5. Оцінка ефективності розроблених проектних рішень.

6. Охорона навколишнього середовища та охорони праці.

Висновки.

Список використаних літературних джерел.

5. Перелік графічного матеріалу (План розташування обладнання у приміщенні чи на території (2-3 креслення), принципові схеми систем (3-4 креслення), таблиця патентного пошуку (1 креслення), схеми варіантів конструктивного вузла (1 креслення), конструктивний вузол (1 креслення).

6. Дата видачі завдання "20" жовтня 2024 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

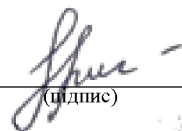
№ з/п	Назва етапів випускної магістерської роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Отримання завдань у керівника та консультантів	20 жовтня	виконано
2.	Загальний розділ	20 жовтня	виконано
3.	Теоретичний (розрахунковий) розділ	25 жовтня	виконано
4.	Дослідницький розділ	01 листопада	виконано
5.	Конструкторський розділ	12 листопада	виконано
6.	Оцінка ефективності розроблених проектних рішень	22 листопада	виконано
7.	Охорона навколишнього середовища та охорони праці	28 листопада	виконано
8.	Остаточне оформлення розрахунково-пояснювальної записки та графічного матеріалу; подання магістерської роботи на кафедру	05 грудня	виконано
9.	Кафедральний захист випускної магістерської роботи	10 грудня	виконано

Здобувач


(підпис)

Царюченко В.С.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи


(підпис)

Грич А.В.
(прізвище та ініціали)

Анотація

У дипломному проекті розроблено холодильну установку для трюмів транспортного рефрижератора «Золотий Берег» deadweight $D_w=7690$ т з урахуванням товщини льоду на поверхнях охолодження.

У проекті розроблено розрахунок суднових огорожень, приміщень, розрахунок теплових потоків у трюмах судна, розраховано потужність холодильної установки, виконано термодинамічний розрахунок циклу, розроблено принципову схему холодильної установки. В процесі проектування компресор був замінений на більш надійний гвинтовий компресор з точки зору витoku масла, а також холодоагент, який має менші розміри та вагу. Крім того, озононебезпечний холодоагент R22 замінено на озонобезпечний R134a.

Розраховано та підібрано основне та допоміжне обладнання. Розроблено ескізний проект конденсатора, змонтовано технологію монтажу компресорно-конденсаторної установки. Проект розглядав питання охорони праці та навколишнього середовища. Проведено техніко-економічний аналіз.

Ключові слова: холодильна машина, провізійна комора, холодильний агент, гвинтовий компресор, озонобезпечний.

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 00.		
Змін.	Арк.	№ док-м.	Підпис	Дата			
Студент		Царюченко В.С.			Розробка модернізованої холодильної установки для трюмів транспортного рефрижератора "Gold Coast" deadweight $D_w=7690$ т та зменшення інтенсивності росту товщини льодової корки на поверхнях Літ. Арк. Аркцшів 4 71 ХННІ НУК ім. адм. Макарова		
Консульт.							
Керівник		Грич А.В.					
Н.контроль							
Зав. кафедр.		Кобалава Г.О.					

Annotation

The diploma project developed a refrigeration unit for the holds of the transport refrigerator "Zolotoy Bereg" with a deadweight of $Dw=7690$ t, taking into account the thickness of the ice on the cooling surfaces.

The project developed a calculation of ship enclosures, premises, calculation of heat flows in the ship's holds, calculated the capacity of the refrigeration unit, performed a thermodynamic calculation of the cycle, developed a schematic diagram of the refrigeration unit. During the design process, the compressor was replaced with a more reliable screw compressor in terms of oil leakage, as well as a refrigerant that has smaller dimensions and weight. In addition, the ozone-hazardous refrigerant R22 was replaced with an ozone-safe R134a.

The main and auxiliary equipment was calculated and selected. A preliminary design of the condenser was developed, the technology for installing the compressor-condenser unit was installed. The project considered the issues of labor protection and the environment. A feasibility study was conducted.

Keywords: refrigeration machine, pantry, refrigerant, screw compressor, ozone-safe.

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 00.	Лист
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зміст

Перелік прийнятих скорочень	8
Вступ	9
1 Ескізний проект холодильної установки	11
1.1 Тип та призначення судна	11
1.2 Основні характеристики судна-прототипа	12
1.3 Суднова енергетична установка	12
1.4. Загальносуднові системи	13
1.5 Головна рефрижераторна установка	14
1.6. Теплові розрахунки комплексу рефрижерації	16
1.7. Розробка принципової схеми холодильної машини з елементами автоматизації	31
1.8. Висновок з розділу	35
2. Підвищення енергетичної ефективності холодильної установки при моделюванні процесу теплообміну з урахуванням товщини льоду на охолоджуваних поверхнях	36
2.1. Властивості водного льоду	36
2.2. Моделювання процесів теплообміну при заморожуванні льоду на охолоджуючі елементи поверхонь	37
2.3 Висновок з розділу	39
3. Проектування холодильної машини	40
3.1. Побудова циклу холодильної установки в $H-P$ діаграмі та його розрахунок	40
3.2. Підбір холодильного компресора	44
3.3. Розрахунок і підбір теплообмінних апаратів та іншого устаткування	46
3.4. Розміщення обладнання холодильної установки	49
3.5. Висновок з розділу	50
4. Конструктивний розрахунок конденсатора	51
4.1. Тепловий розрахунок конденсатора	51
4.2. Гідравлічний розрахунок конденсатора	54
4.3. Розрахунок конденсатора на міцність	55
4.4. Розробка конструкції конденсатора	56
4.5. Висновок з розділу	56
5. Розробка технології монтажу елемента установки	57
5.1. Організація монтажних робіт	57
5.2. Вибір методу монтажу	57
5.3. Розрахунок діаметра болтів	58
5.4. Технічні вимоги до монтажу компресорно-конденсаторного агрегату	59
5.5. Висновки з розділу	59
6. Охорона праці	60
6.1. Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих виробничих факторів у машинно-котельному відділенні судна	60
6.2. Захист від негативного впливу шуму на організм людини	62
6.3. Розрахунок системи штучного освітлення машинного відділення	64
6.4. Висновок з розділу	65

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 00.	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ документу	Підпис	Дата		

7 Економічне обґрунтування проектних рішень	66
7.1. Вибір порівнюваних варіантів проектних рішень.....	66
7.2. Вибір критерію порівняльної ефективності	66
7.3. Визначення вартісних характеристик і експлуатаційних витрат.....	66
7.4. Розрахунок критерію й визначення ефективності проектних рішень	68
7.5. Висновки з розділу.....	68
Висновок.....	69
Список використаних літературних джерел	70

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 00.	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ документу	Підпис	Дата		

Перелік прийнятих скорочень

В – випарник
 ВВП – високов’язке паливо
 ВОД – високообертовий двигун
 ВОУ – водоопріснювальна установка
 ВцК – відцентровий компресор
 ГД – головний двигун
 ДАУ – дистанційне автоматичне управління
 ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння
 ДГ – дизель-генератор
 ДК – дросельний клапан
 ДКУ – допоміжна котельна установка
 ДУ – дизельна установка
 ЕВ – електроventильатор
 ЕУ – енергетична установка
 КАВ – котел автоматизований, водяний
 ККД – коефіцієнт корисної дії
 Км – компресор
 Кн – конденсатор
 КнВ – конденсатор – випарник
 КУП – котел утилізаційний паровий
 МВ – мастиловіддільник
 МОД – малообертовий двигун
 Н – насос
 НС – навколишнє середовище
 Ох – охолодник
 ПК – поршневий компресор
 ПКХМ – парокомпресорна холодильна машина
 ПО – проміжний охолодник
 ПП – проміжна посудина
 РК – регулюючий клапан
 РТ – реле температури
 СЕС – судова електростанція
 СХУ – судова холодильна установка
 ТОА – теплообмінний апарат
 ХА – холодильний агент
 ХМ – холодильна машина

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 00.	Лист
						8
Змн.	Арк.	№ доцм.	Підпис	Дата		

Вступ

Приймально-транспортні рефрижератори призначені для приймання рибних консервів у морі та доставки їх у порти призначення. Ці судна не мають холодильно-морозильних установок, але потужність холодильного обладнання дозволяє дещо знизити температуру в трюмах. Сучасна тенденція розвитку приймально-транспортного флоту базується на використанні великотоннажних швидкохідних суден вантажопідйомністю до 10 тис. т і більше. Сучасні транспортні рефрижератори оснащені потужними автоматизованими холодильними установками з універсальним або низькотемпературним режимами.

Розвиток суднових холодильних установок, пристосованих для охолодження трюмів транспортного рефрижератора, йде в напрямку створення компактних компресорно-конденсаторних установок, які характеризуються більш високою енергетичною ефективністю і можливістю зміни холодопродуктивності в широких межах.

В охолоджуваніх приміщеннях використовується лише система прямого охолодження з холодоагентом R134a.

В даній роботі необхідно провести розрахунок холодильної установки для трюмів транспортного рефрижератора «Золотий берег» дедвейтом $D_w=7690$ т з урахуванням ізоляції та теплових потоків.

Виберіть систему охолодження та холодоагент, холодильний компресор та охолоджувальні пристрої для охолоджуваніх приміщень. Розробити принципову схему автоматики.

Предметом дослідження є товщина шару льоду на охолоджувальних поверхнях.

Об'єктом дослідження є параметри та інтенсивність зростання товщини шару льоду на поверхнях охолодження.

Мета роботи — визначити динаміку промерзання шару льоду на охолоджувальних поверхнях, визначити залежність інтенсивності зростання товщини льодової кірки та коефіцієнта тепловіддачі, що впливає на енергоефективність холодильної установки, одиниця.

Цілі дослідження:

1. Розробка розрахунково-аналітичного методу визначення швидкості намерзання водяного льоду на поверхнях охолодження.
2. Оцінка впливу залежності теплофізичних властивостей льоду від температури, для випадків намерзання льоду на плоскій поверхні.

3. Отримання даних про динаміку наростання шару водяного льоду на поверхнях охолодження.

4. Визначення найбільш ефективної льодоаккумуляуючої здатності робочої поверхні наморозування.

Наукова новизна.

Виявлено вплив фактору часу розвитку процесу та теплових параметрів льоду і води на динаміку наростання шару льоду на охолоджуваніх поверхнях.

Результати досліджень

Визначено динаміку промерзання шару льоду на охолоджувальних поверхнях з температурою до $t_0 = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$ та встановлено залежність інтенсивності наростання товщини кірки льоду та коефіцієнта тепловіддачі, що впливає на визначено енергоефективність холодильної установки.

Встановлено, що розморожування (відтавання) охолоджувальної поверхні, на якій утворюється шар льоду з температурою до $t_0 = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$, слід проводити не більше 30...40 діб.

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 00.	Лист
						10
Змн.	Арк.	№ доцм.	Підпис	Дата		

1 Ескізний проект холодильної установки

1.1 Тип та призначення судна

Рефрижераторне судно типу GOLD COAST (IMO 8804036), побудоване на суднобудівельній верфі "Аалборг" (Данія). Судна призначені для перевезення бананів, фруктів, масла, м'яса і інших швидкопсувних вантажів, у тому числі заморожених, а також автомобілів і контейнерів міжнародного стандарту.

Судно "Gold Coast" побудовано за правилами Регістра Судноплавства на клас КМ★/І2А1 (рефрижераторне судно), холодильна установка — на клас Х★ з урахуванням виконання вимог інших нормативно-технічних документів, міжнародних конвенцій і національних правил (рис. 1.1) [1].

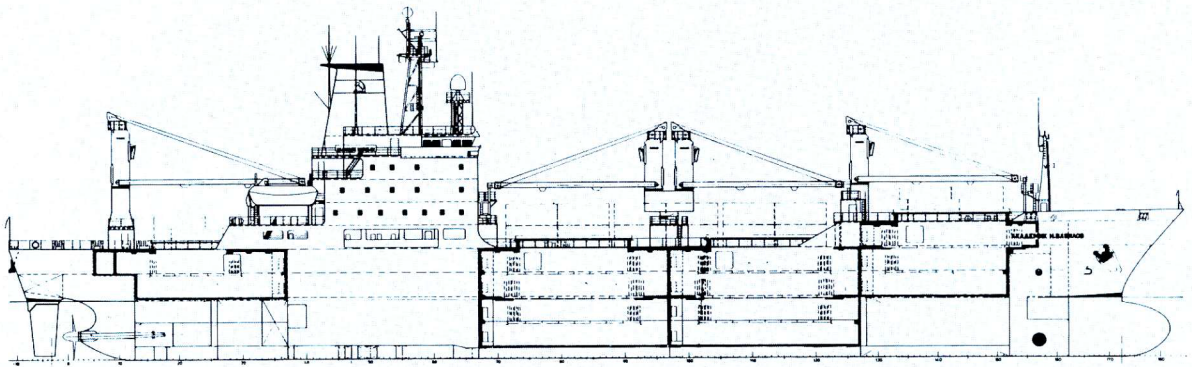


Рисунок 1.1. Загальний вид судна "Gold Coast"

Район плавання судна необмежений. Запаси питної води забезпечують автономність судноплавства протягом 40 діб. Резерви забезпечення – 60 днів. Суднові механізми та установки можуть нормально працювати за температури зовнішнього повітря від +45 до – 25 °С, забороненої води від +32 до °С.

"Gold Coast" – однозвинтовий п'ятипалубний теплохід з потужним надводним бортом, вигнутою носовою окантовкою, подовженим даком, транцевою кормою, п'ятищогловою надбудовою, зміщеною в корму від міделя. Корпус корабля повністю зварний, виконаний за змішаною системою обладнання. Шістьма поперечними водонепроникними перегородками корпус розділений на форпик, чотири вантажних трюми, машинне відділення, розташоване між третім і четвертим трюмами, і афтіпик. Проміжні палуби поділяють весь вантажний простір судна на 13 окремих вантажних приміщень, згрупованих у 7 незалежних температурних зон (двох- та односторонніх) [1].

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 01.	Лист
Змн.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		11

1.2. Основні характеристики судна-прототипа

Головні розміри судна [1, 2]:

Довжина:	
Найбільша	138,08 м;
між перпендикулярам	126,00 м;
Ширина найбільша	21,48 м;
Висота бортів	13,10 м;
Осадка:	
по вантажну марку	8,20 м;
специфікація	7,05 м;
Дедвейт:	
при осадці 8,2 м	7690 т;
при осадці 7,05 м	6030 т;
Місткість вантажних трюмів	9960 м ³ ;
Потужність головного двигуна	9,6 МВт;
Швидкість з вантажем при осадці 7,05 м	20 вуз;
Дальність плавання	16 тис. миль.

1.3. Суднова енергетична установка

Основним двигуном судна є тихохідний шестициліндровий двотактний крейцкопфний дизель типу 6ДКРН67/170-7, оснащений турбокомпресором типу ВТП-631-1 вироб. фірми Brown Boveri (Швейцарія). Максимальна трибала потужність головного двигуна становить 9,6 МВт (13100 к.с.) при частоті обертання 123 хв⁻¹. Двигун адаптований для роботи на всіх марках палива з в'язкістю до 380 сСт при 50 °С.

Суднова енергетична установка складається з чотирьох трифазних синхронних генераторів змінного струму типу IFC6564 фірми Siemens потужністю 900 кВА (400 В, 50 Гц), що приводяться в рух семициліндровими усіченими нереверсивними наддувними двигунами типу 723LH-4E. з Høleby (Данія), виготовлених за ліцензією MAN-Burmeister & Wain. Номінальна потужність кожного двигуна становить 770 кВт (1050 к.с.) при частоті обертання 750 хв⁻¹. Допоміжні двигуни працюють на важкому паливі (в'язкість 380 сСт при 50°С).

В якості аварійного джерела електроенергії встановлено підготовчий дизель-генератор типу АДГФ-100/1500, що складається з синхронного генератора типу МССФ-92-4 потужністю 125 кВА (400 В, 50 Гц) і шестициліндровий чотиритактний швидкісний дизельний двигун типу ID6BGE потужністю 110 кВт (150 к.с.) при швидкості обертання 1500 хв⁻¹. При зникненні живлення головного щита аварійний дизель-генератор запускається автоматично від акумуляторних батарей. Також можливий ручний запуск.

У системі підготовки палива основного та допоміжних двигунів встановлено 2 відцентрових сепаратора важкого палива типу WHPX-409-TGB продуктивністю 600 л/год та сепаратор дизельного палива типу СКС-1,5 продуктивністю Встановлено 500 л/год.

Стиснене повітря для енергетичної установки та господарських потреб судна забезпечується 3 автоматизованими двоступеневими поршневыми компресорами типу W140 фірми «Хатлапа» з подачею 145 м³/год при тиску 3 МПа та електричним компресором АЧХ-16 з подачею 162 м³/год при тиску 0,8 МПа.

До складу автоматизованої котельної установки входить 3 парові котли фірми «Аалборг»: водотрубний типу AQ12 паропроductивністю 2,5 т/годину при тиску 0,8 МПа, працюючий на важкому паливі, і 2 утилізаційні котли AQ7, один з яких паропроductивністю 2,6 т/годину працює на випускних газах головного двигуна, другий – паропроductивністю 1,6 т/годину утилізуючи теплоту випускних газів допоміжних двигунів.

Для поповнення запасів прісної води на судні встановлена вітчизняна автоматизована опріснювальна установка типу DSY проductивністю 25 т/добу. Установка утилізувала повторне тепло прісної води, що охолоджує циліндри головного двигуна.

1.4. Загальносуднові системи

Усі вантажні люки оснащені відкидними замками типу «Folding» виробництва Польщі за ліцензією фірми «McGregor Navir» з автономним гідравлічним приводом. Замки вантажних люків на верхній палубі, в трюмах № 2 і 3 на третій палубі і в трюмі № 1 на п'ятій палубі виконані водонепроникними з теплоізоляційним захистом, на другій і четвертій палубах – зграччастими. Конструкція закриття люків на всіх проміжних палубах в трюмах дозволяє працювати на них вантажному обладнанню. На верхній і підвісній палубі (в отворі люка) приварені спеціальні з'єднувачі для швидкого і надійного кріплення контейнерів. Міцність цих палуб розрахована на перевезення 40-футових контейнерів вагою 25 тонн кожен, 20-футових контейнерів – 15 тонн кожен. Зі 142 контейнерів (20-футових), які можна завантажити на судно, 58 розміщені на верхній палубі та кришках люків, 20 з яких можуть бути охолодженими. На всіх палубах судна є стаціонарні та переносні засоби кріплення автомобілів. При транспортуванні "Жигулів" 430 з них розміщуються в трюмах і близько 150 – на верхній палубі. Усі вантажні приміщення обладнані захисною теплоізоляцією з негорючих і не вбираючих вологу матеріалів. Основними теплоізоляційними матеріалами є пінополіуретан, піноскло, мінеральна вата. На висоті 200 м над дводонним настилом робиться додатковий сталевий настил, під який заливається теплоізоляційний матеріал – високоміцний пінополіуретан. Ізоляційний шар з доків, перегородок і підкладок укладається на бітумну мастику і зверху зашивається алюмінієвими листами товщиною 1,5...2,0 мм. На кришках люків замість алюмінієвих листів використовується товстостінна високоміцна фанера. Ізоляційні шви герметизуються спеціальною мастикою, яка забезпечує герметичність теплоізоляційного покриття.

На всіх палубах і кришках люків у вантажних приміщеннях укладаються знімні дерев'яні решітки розміром 1,5х1,5 м з брусів, на які укладається високоміцна перфорована фанера. Конструкція решіток розрахована виходячи з умов експлуатації вантажного транспорту з навантаженням 5 тонн на передню вісь (з двома зумовими колесами).

Максимальна висота (у чистому вигляді) вантажних відділень 2200 мм. Допустима вантажопідйомність вантажу (банани) ТУ становить 0,3 м³/т, інших вантажів – до 1,8 м³/т.

Протипожежний захист судна включає системи водяного, пінного та вуглекислотного пожежогасіння. Система водяного пожежогасіння оснащена електричним відцентровим насосом типу NIP65b-XLBE виробництва Svapekoe (Данія) з витратою 74 м³/год при тиску 0,7 МПа та одним аварійним насосом типу NM65/80 з витрата 74 м³/год при тиску 0,8 МПа. Система пінного пожежогасіння включає резервуар 1,5 м³ з запасом піноутворювача ПО-1, дозатори емульсії та переносні піногенератори.

ПГВ-600, які підключаються до системи водяного пожежогасіння. Основним засобом пожежогасіння в трюмах і машинному відділенні є система вуглекислотного пожежогасіння.

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 01.	Лист
Змн.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		13

Балони з вуглекислим газом розташовані в надбудові з виходом на верхню палубу. Система протипожежного захисту включає автоматичну систему АПС типу G-300 фірми «Salanko» (Швеція).

Для очищення трюмних вод у машинному відділенні встановлена автоматизована сепараційна установка типу CUX-E-0515 фірми Hebold зі ступенем очищення 15 мг/л. Система каналізації на судні включає комбіновану фекальну ємність об'ємом 8 м³. та автоматизована установка біологічної очистки та дезінфекції типу SupertridentST-4a фірми Hamworth (Англія). Інсинератор типу ASW1402A фірми Atlas (Данія) призначений для спалювання сміття, відходів палива та маслосепарації.

У носовій частині судна встановлений дистанційно керований підрулювач типу 1650/AS-CP фірми KaMeVa (Швеція) з звинтом регульованого кроку та приводом від електродвигуна потужністю 590 кВт.

Для виконання вантажних операцій судновими засобами призначено 4 електрогідравлічних з електронною системою керування поворотних палубних кранів типу 58/18 фірми «Liebherr» (Австрія) вантажопідйомністю 8 тонн, з них 2 (між трюми № 2 і 3) встановлені на загальній поворотній платформі і можуть працювати разом.

Керування головним двигуном здійснюється з рульової рубки та центрального процесора за допомогою комп'ютерної системи програмного керування типу FANM ДАУ фірми ACEA (Швеція). Тахосистема ДАУ подає інформацію про частоту обертання двигуна на ретранслятори в КПК, рубці, на крилах містка, в каютах капітана і старшого механіка. Вперше на кораблях військово-морського флоту застосована мікропроцесорна система типу НК-5 фірми «Аутроніка» (Норвегія), яка, крім вирішення завдань діагностики технічного стану головного двигуна, забезпечує індикацію на дисплеї впорскування палива та процесорів згоряння. Для визначення стану циліндропоршневої групи головного двигуна призначена система типу «Сілдет-См» фірми ACEA.

Якірно-швартовий пристрій включає 2 електричні тришвидкісні лебідки з автоматичним натягом троса швартовними лебідками з тяговим зусиллям 131 кН кожна. На верхній кормовій палубі встановлені 2 електричні тришвидкісні швартовні лебідки з тяговим зусиллям по 100 кН кожна, одна з яких пристосована для якорних операцій. Судно оснащено трьома якорями Холла вагою 4,5 тонни кожен, включаючи запасні, і одним кормовим якорем вагою 2,5 тонни. Якірно-швартовий пристрій судна відповідає вимогам правил Суецького, Панамського, Кільського каналів і річки Святого Лаврентія.

До складу аварійно-рятувального обладнання судна входять 2 склопластикові моторні човни з прожектором ЗСШР2-М місткістю по 55 чол., 2 самонадувних 25-місних плоту типу «Вікінг» в контейнерній упаковці, робочий моторний човен місткістю 5 чол. людей.

Конфігурація обладнана житловою площею на 40 місць. 8 блок-кают призначені для старшого екіпажу, 22 одномісні каюти для членів екіпажу. Всі каюти обладнані індивідуальними санвузлами та душовими. На судні є кают-компанія і друкадна їдальня, кімната відпочинку, тренажерний зал, кімнати для самодіяльності, фотолaboratorія, басейн і сауна, медичний пункт.

1.5. Головна рефрижераторна установка

Основна холодильна установка (НСУ) виробництва Sabroe (Данія) призначена для охолодження трюмів і підтримки в них різних технологічних режимів перевезення вантажів.

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 01.	Лист
Змн.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		14

Холодоагент R22 використовується як основний холодоагент у HCU, а водний розчин солі хлориду кальцію є вторинним холодоагентом.

Основна холодильна установка складається з трьох автономних холодильних установок з холодопродуктивністю 2604 кДж/год (при температурі конденсації + 40 °C і температурі випаровування – 5 °C).

Охолодження повного завантаження бананів з температурою м'якоті + 30 °C під час завантаження до температури транспортування + 12 °C забезпечується протягом 36 годин при роботі трьох агрегатів. Охолодження фруктів до 0 °C при температурі вантажу +15 °C здійснюється за 72 години, заморожування вантажу до температури – 25 °C – приблизно за 113 годин.

Для підтримки температур, передбачених технічними умовами перевезення, достатньо холодопродуктивності двох установок. Кожна холодильна установка має звинтовий компресор типу VMY236H-M фірми «Aergzeper» (Німеччина) з приводом від електродвигуна потужністю 190 кВт, кожухотрубний конденсатор типу CSTM57/236 з поверхнею теплообміну 130. м² з прикріпленням до нього лінійним ресивером ємністю 100 л, холодоагентом R22, фільтр-осушувач, кожухотрубний випарник типу EOMF413102 з поверхнею теплообміну 139 м², відцентровий циркуляційний насос заборотної води типу NIP125XLB з витратою 159 м³/год при тиску 0,16 МПа. Постійний тиск у конденсаторі підтримується автоматично шляхом регулювання кількості охолоджуючої морської води за допомогою триходового пневматичного клапана. Конденсатор, фільтр-осушувач і випарник змонтовані на одній фундаментній рамі. Для циркуляції розсолу через випарник холодоагенту R22 і повітроохолоджувач у вантажних приміщеннях кожен блок має відцентровий насос типу NIM100-XLB з витратою 125 м³/год при тиску 0,28 МПа.

В якості резервного агрегату в системі охолодження вантажного простору використовується холодильна установка кондиціювання повітря компанії Sabroe.

Складається з звинтового компресора типу SAB128H-F з приводом від електродвигуна потужністю 100 кВт, кожухотрубного конденсатора, горизонтального кожухотрубного випарника типу EOME323102 з сепаратором холодоагенту, відцентровий циркуляційний насос заборотної води типу NIP100-XLB з витратою 104 м³/год при тиску 0,32 МПа.

ГКУ і холодильна установка кондиціонера мають загальний для всіх компресорів масляний бак об'ємом 0,4 м³ і дренажний ресивер об'ємом 1000 л для зберігання запасу холодоагенту R22.

У вантажних приміщеннях встановлено 26 повітроохолоджувачів, оснащених триходовими пневматичними клапанами. Повітроохолоджувачі підключені до системи розсолу ГКУ, до складу якої також входять підігрівач розсолу, що працює на насиченій парі з тиском 1,6 МПа, відцентровий циркуляційний насос типу NIM65-XLB для «гарячого» розсолу з подачею 30 м³/годину при тиску 0,28 МПа, розширювальний бак об'ємом 1,6 м³, обладнаний індикатором рівня, 2 колектора, що розподіляють подачу розсолу в повітроохолоджувачі.

Для підтримки необхідної концентрації розсолу, що циркулює в системі, і його періодичного поповнення система розсолу містить резервуар ємністю 0,35 м³ і насос NIM25-XLB з витратою 5 м³/год при тиску 0,15 МПа.

Усі вантажні відділення обладнані безканальною системою циркуляції повітря, яка обслуговується 98 осьовими двохшвидкісними вентиляторами, що приводяться в дію асинхронними електродвигунами. Потужність вентиляторів автоматично регулюється двома частотними перетворювачами, один з яких є запасним.

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 01.	Лист
						15
Змн.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

При перевезенні бананів забезпечується максимальна циркуляція повітря в трюмах (90 обмінів в годину) щодо об'єму порожнього трюму.

1.6 Теплові розрахунки комплексу рефрижерації

1.6.1 Вибір параметрів повітря і води в залежності від району та параметрів продуктів, що зберігаються

Холодильна установка повинна забезпечувати підтримку температур, необхідних для транспортування і зберігання вантажу, при наступних розрахункових параметрах зовнішнього повітря і охолоджуючої води для суден необмеженого району плавання [3, 5]:

- температура зовнішнього повітря $T_{\text{зп}}=307 \text{ K } (t_{\text{зп}}=34 \text{ }^{\circ}\text{C})$;
- відносна вологість $\phi=70 \text{ } \%$;
- температура заборотної води $T_{\text{зб}}=303 \text{ K } (t_{\text{зб}}=30 \text{ }^{\circ}\text{C})$.

Згідно нормам зберігання транспортуваного вантажу приймаємо наступні температурні режими, виходячи із технічного завдання на проектування:

- в трюмах $T=248 \text{ K } (t_{\text{т}}=-25 \text{ }^{\circ}\text{C})$;
- в нижніх твіндеках $T=248 \text{ K } (t_{\text{нм}}=-25 \text{ }^{\circ}\text{C})$;
- в верхніх твіндеках $T=248 \text{ K } (t_{\text{вм}}=-25 \text{ }^{\circ}\text{C})$;
- в верхньому твіндеку №1 $T=285 \text{ K } (t_{\text{вм1}}=+12 \text{ }^{\circ}\text{C})$.

До даної системи пред'являються наступні вимоги [3, 4]:

- універсальність (придатність для перевезення різних вантажів);
- ефективні способи відведення теплоти з приміщення і достатня теплова акумуляційність;
- економічність системи;
- компактність приладів охолодження;
- безпека для людей і вантажу;
- надійність в роботі;
- простота і зручності в експлуатації.

1.6.2 Вибір ізоляційних конструкцій огорож приміщення, що охолоджується

Вибір матеріалу ізоляції

Основним споживачем холоду в рефрижераторному транспорті є тепло, яке надходить до охолоджуваних приміщень ззовні через конструкції, що їх огорожують. Зменшення зовнішнього надходження тепла допомагає зменшити потребу в охолодженні судна. Це можна забезпечити, виконавши теплоізоляцію огорожувальних поверхонь. Чим менше теплопровідність ізоляційного матеріалу і більша його товщина, тим менше тепла проходить в приміщення. Однак із збільшенням товщини ізоляції зменшується корисний об'єм утеплюваних приміщень, а вартість ізоляційного матеріалу та його монтажу зростає. На сучасних рефрижераторних судах теплоізоляційні конструкції зменшують об'єм трюму на 15...30%, що негативно позначається на рентабельності перевезень. Через це для теплоізоляції використовують матеріали з низьким коефіцієнтом теплопровідності. Такі матеріали називаються ізоляційними [18, 20].

Але до теплоізоляційних матеріалів, що використовуються в суднобудуванні, висувається ряд інших важливих вимог, які визначають їх високу ефективність. До них належать:

- високі теплоізоляційні властивості (низька теплопровідність λ , Вт/(м·К));
- низька щільність ρ , кг/м³;
- висока механічна міцність і еластичність, які протистоять вібрації і деформації корпусу судна;
- морозостійкість (здатність протистояти руйнуванню ізоляції при змінних температурних навантаженнях);
- вогнестійкість і негорючість;
- відсутність запахів і несприйнятливості до них;
- низька вологість і гігроскопічність;
- мінімальна усадка насипного теплоізоляційного матеріалу;
- не викликає та не сприяє корозії поверхні;
- нешкідливий для здоров'я людини;
- достатня стійкість до гнильних бактерій і грибків;
- не сприяє розмноженню паразитів;
- низька вартість, доступність, простота транспортування, монтажу та експлуатації, довговічність.

Існуючі теплоізоляційні матеріали не можуть одночасно в достатній мірі задовольняти всім вищезазначеним умовам і при їх виборі задовольняють основні (базові) вимоги в залежності від призначення судна, району плавання тощо. Крім того, може впливати ряд недоліків, усувається або значно зменшується шляхом створення раціональної теплоізоляційної конструкції, а саме:

- запобігання намокання утеплювача шляхом влаштування паровологозахисного покриття та (або) влаштування просушувальних шарів для просушування утеплювача в процесі експлуатації;

– забезпечення суцільності ізоляційного шару та його товщини, що сприяє ефективності теплозахисних властивостей огорожень протягом тривалого терміну експлуатації. Для теплоізоляції трюмів та твіндеків судна використовуються теплоізоляційні плити з полістирольного пенопласту марки ПС-1, які виготовляються розмірами 1000×500 мм і товщиною 50–100 мм. Коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 0,038$ Вт/(м·К), густина $\rho = 120$ кг/м³ [5].

Вибір конструкції ізоляції

Конструкція ізоляції і зашивки непрорізаної судновим набором з паралельним розташуванням обрешітника. Розрахунок коефіцієнта теплопередачі

Конструкцію ізоляції непрорізану судновим набором з паралельним розташуванням обрешітника (без повітряного прошарку) (рис. 1.2) використовують для гладких поверхонь палуби трюмів та верхнього твіндеку №1 і носових та кормових передборок бортів приміщень, що охолоджуються.

Розміри конструкції ізоляції для всіх приміщень однакові:

$S=0,75$ м – відстань між передірками; $\delta_1=0,05$ м – товщина шару дерева; $\delta_2=0,02$ м – товщина цементного розчину; $c=0,05$ м – товщина дерев'яного бруса; $m=0,2$ м – товщина ізоляції.

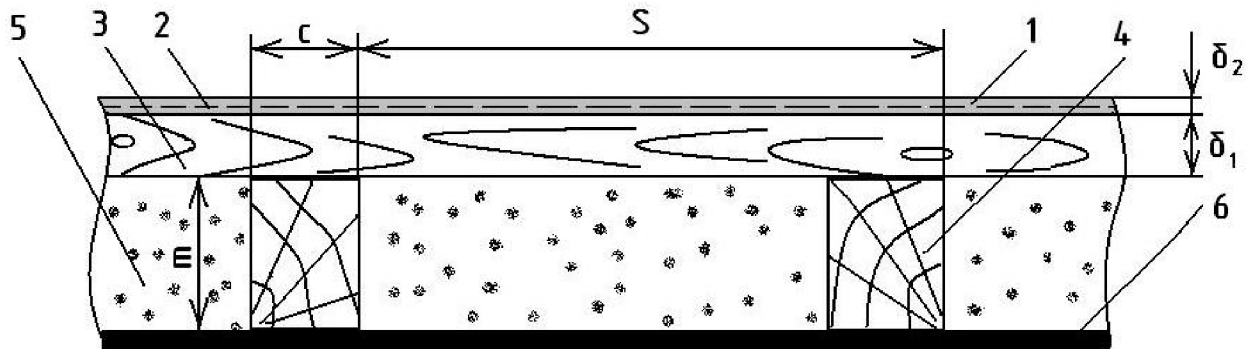


Рисунок 1.2. Конструкція ізоляції і зашивки не прорізаної судновим набором з паралельним розташуванням обрешітника

1 – цементний розчин; $\lambda_c=1,2$ Вт/(м·К) [14]; 2 – металева сітка;
3 – дерево; $\lambda_{дер}=0,15$ Вт/(м·К); 4 – брусок 200×60 мм; 5 – пінопласт ПС-1 в плитах;
6 – металева обшивка корпусу судна

Для розрахунку коефіцієнта теплопередачі використовуємо метод розбивки на найпростіші зони, перпендикулярні до сталюого настилу [18],

$$K_H=(q_1+q_2)/S,$$

де: q_1 – теплові потоки в зоні I, Вт/К; знаходимо за формулою

$$q_1=\lambda_{дер}c/(m+\delta_1+\delta_2);$$

q_2 – теплові потоки в зоні II, Вт/К; знаходимо за формулою:

$$q_2=(S-c)/(m/\lambda_{из}+\delta_1/\lambda_{дер}+\delta_2/\lambda_c).$$

Тоді:

$$K_H=(\lambda_{дер}c/(m+\delta_1+\delta_2)+(S-c)/(m/\lambda_{из}+\delta_1/\lambda_{дер}+\delta_2/\lambda_c))/S=$$

$$= \frac{1}{0,75} \left(\frac{0,15 \cdot 0,05}{0,2 + 0,05 + 0,02} + \frac{0,75 - 0,05}{0,2/0,038 + 0,05/0,15 + 0,02/1,2} \right) = 0,203 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

Приймаємо коефіцієнт теплопередачі ізолюючої конструкції непрорізаної судновим набором з паралельним розташуванням обрешітника (без повітряного прошарку) $K_H=0,203$ Вт/(м²·К).

Конструкція ізоляції і зашивки з розташуванням обрешітника перпендикулярно до набору. Розрахунок коефіцієнта теплопередачі

Для поверхні підволоку верхніх твіндеків та нижнього твіндеку №1, лівих та правих бортів охолоджуючих приміщень застосовують ізоляційну конструкцію перекриваючу набір з розташуванням брусків перпендикулярно до набору (рис. 1.3).

Розміри конструкції для даного типу ізоляції:

$S=0,75$ м — відстань між переділками; $b=0,06$ м — товщина шпангоута; $m=0,2$ м — товщина ізоляції.

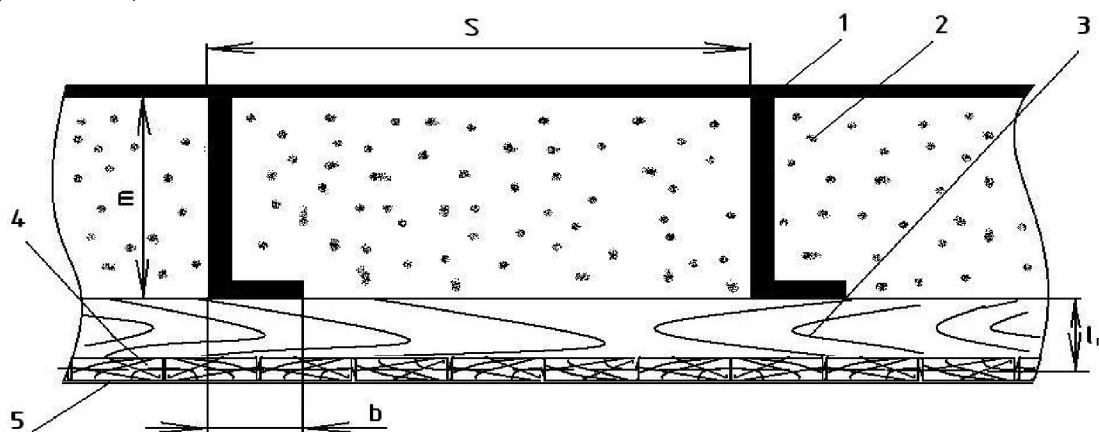


Рисунок 1.3. Конструкція ізоляції і зашивки з розташуванням обрешітки перпендикулярно до набору

1 — металева обшивка корпусу судна; 2 — пінопласт ПС-1 в плитах;
3 — друсак 50x60; 4 — дошка 25x150; 5 — лист АПЗ5Т

Для зручності розрахунків, шари внутрішньої зашивки і облицювання, замінюємо сумарним еквівалентним шаром ізоляційного матеріалу товщиною, мм,

$$\delta_e = \lambda_{i3} (\delta_3 / \lambda_3 + \delta_0 / \lambda_0),$$

де δ_3 — товщина зашивки; $\delta_3=25$ мм;

δ_0 — товщина облицювання; $\delta_0=5$ мм;

λ_3 — коефіцієнт теплопровідності зашивки (дерево) [7]; $\lambda_3=0,15$ Вт/(м·К);

λ_0 — коефіцієнт теплопровідності облицювання (АПЗ5Т) [7]; $\lambda_0=0,062$ Вт/(м·К).

$$\delta_e = 0,05 \cdot (25/0,15 + 5/0,062) = 12,4 \text{ мм.}$$

Приведена товщина основної ізоляції між елементами набору

$$m_n = m + \delta_e = 0,2 + 0,0124 = 0,212 \text{ м.}$$

Приведена товщина ізоляції під полицею набору

$$l_n = \delta_{op} + \delta_e = 0,05 + 0,0124 = 0,062 \text{ м,}$$

де δ_{op} — товщина друска.

Розрахунковий коефіцієнт теплопередачі за методом Івельсона-Ніточкіна [7], має вигляд Вт/(м²·К),

$$K_m = \frac{\lambda_{i3}}{S} \left[\frac{b}{l_n} + \frac{4}{\pi} \left(\ln \frac{m_n}{l_n} - \frac{m}{m_n} \right) + \frac{S-b}{m_n} \right] =$$

$$= \frac{0,038}{0,75} \left[\frac{0,06}{0,062} + \frac{4}{3,14} \left(\ln \frac{0,212}{0,062} - \frac{0,2}{0,212} \right) + \frac{0,75-0,06}{0,212} \right] = 0,272 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

Дійсний коефіцієнт теплопередачі визначається за формулою, Вт/(м²·К),

$$K_0 = 1,2 \cdot \beta_\delta \cdot K_m,$$

де $\beta_\delta=1,1$ — поправочний коефіцієнт, що ураховує розташування обрешітки [3].

$$K_0 = 1,2 \cdot 1,1 \cdot 0,358 = 0,350 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

Змн.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата

КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 01.

Лист

19

Приймаємо коефіцієнт теплопередачі ізолюючої конструкції, перекриваючої набір з розташуванням брусків перпендикулярно до набору $K_0=0,350 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$.

1.6.3. Розрахунок теплоприпливів у приміщення, що охолоджується

Вихідні дані

Загальна холодопродуктивність холодильної установки повинна забезпечувати усі статті витрат холоду, які є на даному судні.

Теплоприпливи в охолоджуваних приміщеннях складаються з наступних величин, Вт:

- Q_1 — теплоприпливи через огорожі поверхонь приміщень, що охолоджуються;
- Q_2 — теплоприпливи від термообробки продуктів та охолодження тари;
- Q_3 — теплоприпливи від працюючих в приміщеннях механізмів;
- Q_4 — теплоприпливи від вентиляції приміщень, що охолоджуються;
- Q_5 — інші теплоприпливи.

Теплоприпливи через огорожі приміщень, що охолоджуються

Витрата холоду на асиміляцію теплоприпливів крізь ізоляцію залежить від різниці температур та коефіцієнтів теплопередачі окремих переборок та визначається за формулою, Вт [3, 5, 7],

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1C},$$

де Q_{1T} — теплоприпливи від різниці температур зовнішнього повітря та повітря в приміщеннях, що охолоджуються, Вт;

Q_{1C} — теплоприпливи від поглинання зовнішньою поверхнею теплоти сонячної радіації, Вт.

1. Теплоприпливи від різниці температур зовнішнього повітря та повітря в приміщеннях, що охолоджуються знаходимо за формулою, Вт,

$$Q_{1T} = K \cdot F (T_3 - T_{on}),$$

де K — коефіцієнт теплопередачі огорожі, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$;

F — площа огорожі, м^2 ;

T_3 — температура повітря, що межує з ізолюованою поверхнею, К;

T_{on} — температура повітря приміщення, що охолоджується, К.

Розрахунок теплоприпливів від різниці температур занесено в табл. 1.1.

Таблиця 1.1. Розрахунок теплоприпливів від різниці температур

Поверхня, що охолоджується		K $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$	F м^2	T_3 К	T_{on} К	Q_{1T} Вт
Верхній мбіндек №1	Підволоок відкритий	0,35	105	307	285	808
	Підволоок закритий	0,35	40	296	285	154
	Борта	0,35	110	307	285	847
	Переборка носова	0,20	22	303	285	79
	Переборка кормова	0,20	32	—	—	—
	Палуба	0,20	122	—	—	—
	Сума					1888

Продовження табл. 1.1.

Трюм №1, нижній мвіндек №1	Підволок під цистерною	0,35	67	303	248	1289
	Борт надводний	0,35	10	307	248	206
	Борт підводний	0,35	110	303	248	2117
	Борт в районі цистерни	0,35	62	303	248	1193
	Переборка носова	0,20	64	303	248	704
	Переборка кормова	0,20	85	-	-	-
	Палуба	0,20	170	303	248	1870
	Сума					7379
Трюм №2, мвіндек №2	Підволок відкритий	0,35	218	307	248	4502
	Підволок закритий	0,35	72	296	248	120
	Борт надводний	0,35	160	307	248	3304
	Борт підводний	0,35	140	303	248	2695
	Переборка носова	0,20	26	307	248	307
	Переборка кормова	0,20	162	307	248	1911
	Палуба	0,20	260	303	248	2860
	Сума					15699
Трюм №3, мвіндек №3	Підволок відкритий	0,35	132	307	248	2726
	Підволок закритий	0,35	150	296	248	2520
	Борт надводний	0,35	138	307	248	2849
	Борт підводний	0,35	158	303	248	3042
	Переборка носова	0,20	170	307	248	2006
	Переборка кормова	0,20	170	-	-	-
	Палуба	0,20	273	303	248	3003
	Сума					16146
Трюм №4, мвіндек №4	Підволок відкритий	0,35	185	307	248	3820
	Підволок закритий	0,35	112	296	248	1881
	Борт надводний	0,35	158	307	248	3262
	Борт підводний	0,35	142	303	248	2733
	Переборка носова	0,20	160	-	-	-
	Переборка кормова	0,20	154	318	248	2156
	Палуба	0,20	280	303	248	3080
	Сума					16932
Сумарні теплопритоки через ізоляційні конструкції Q_i , Вт						58044

Вт, 2. Теплоприпливи від поглинання теплоти сонячної радіації знаходимо за формулою,

$$Q_{ic} = \frac{K}{\alpha_n} \cdot q_n \cdot \varepsilon_p \cdot F,$$

де q_n – напруженість сонячної радіації, Вт/м²;
 $q_n=720$ Вт/м² – для вертикальної поверхні [18];
 $q_n=1040$ Вт/м² – для горизонтальної поверхні [18];

ε_p – коефіцієнт поглинання сонячної радіації; $\varepsilon_p=0,9$ Вт/(м²·К) [18];

α_n – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К),

$$\alpha_n=2,32+11,6 \cdot \sqrt{\omega_c},$$

де ω_c – швидкість судна, м/с,

$$\omega_c=15,3 \cdot 1850/3600=7,86 \text{ м/с.}$$

Тоді:

$$\alpha_n=2,32+11,6 \cdot \sqrt{7,86}=34,8 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Розрахунок теплоприпливів від сонячної радіації зведено в табл. 1.2.

Таблиця 1.2. Розрахунок теплоприпливів від сонячної радіації

Поверхня, що охолоджується		K , Вт/(м²·К)	q_n , Вт/м²	F , м²	Q_{ic} , Вт
Верхній твіндек №1	Підболок	0,35	1040	105	988
Верхній твіндек №2	Підболок	0,35	1040	218	2052
	Борт	0,35	720	73	475
Верхній твіндек №3	Підболок	0,35	1040	132	1242
	Борт	0,35	720	72	469
Верхній твіндек №4	Підболок	0,35	1040	185	1741
	Борт	0,35	720	72	469
Сума, Вт					7436

Теплоприпливи від термообробки продуктів та охолодження тари

Теплоприпливи від термообробки вантажу (в верхньому твіндеку №1 – банани, в інших твіндеках та трюмах – морожені рибопродукти) та охолодження тари, Вт,

$$Q_2=Q_{2bm}+Q_{2m}.$$

Кількість теплоти Q_{2bm} , яка відводиться від продуктів охолодження, може бути розрахована за формулою, Вт,

$$Q_{2zp} = G_{bm} \cdot C_{bm} \cdot (t_{bm} - t_{on}) \cdot \frac{1000}{\tau \cdot 3600},$$

де: G_{bm} – маса вантажу, кг; $G_{bm} = V_{on} / V_{nm}$, де V_{nm} – вантажний питомий об'єм [5];

C_{bm} – теплоємність вантажу, кДж/(кг·К) [7 додаток 2];

T_{bm} – температура вантажу, що надійшов до приміщення, °С;

T_{on} – температура вантажу в кінці процесу термообробки, °С;

τ – час термічної обробки за технологією; $\tau=24$ години [18].

Розрахунок кількості теплоти, яка необхідна для охолодження тари знаходимо за формулою, Вт,

$$Q_{2m} = G_m \cdot C_m \cdot (t_m - t_{on}) \cdot \frac{1000}{\tau \cdot 3600},$$

де G_m – маса тари, кг; $G_m = G_{bm} \cdot 0,1$;

C_m – теплоємність тари, кДж/(кг·К) [7];

t_m – температура тари, °C.

Розрахунок кількості теплоти, яка необхідна для охолодження вантажу та тари заносимо в табл. 1.3.

Таблиця 1.3. Розрахунок кількості теплоти, яка необхідна для охолодження вантажу та тари

Приміщення, що охолоджується	$V_{оп},$ м ³	$G_{оп},$ т	$\zeta_{оп},$ $\frac{кДж}{кг \cdot K}$	$\zeta_m,$ $\frac{кДж}{кг \cdot K}$	$t_{зр},$ °C	$t_{оп},$ °C	$Q_{зр},$ кВт	$Q_{2m},$ кВт
Верхній твіндек №1	356	50	2,5	1,46	15	12	4,5	0,26
Нижній твіндек та трюм №1	784	261	1,6	1,46	-23	-25	9,2	0,91
Твіндеки та трюм №2	2210	736	1,6	1,46	-23	-25	25,9	2,36
Твіндеки та трюм №3	2290	763	1,6	1,46	-23	-25	26,1	2,53
Твіндеки та трюм №4	2330	776	1,6	1,46	-23	-25	26,6	2,87
Сума, кВт							92,3	8,93

Теплоприпливи від працюючих в приміщеннях механізмів

У зв'язку з тим, що на судні застосовано безканальне повітроохолодження, електродвигуни, які вбудовано у повітроохолоджувачі для роботи електровентиляторів, знаходяться в приміщеннях, що охолоджуються. Теплоприпливи від працюючих механізмів визначаємо за формулою, Вт,

$$Q_3 = \frac{\tau_y}{24} \psi_{мех} N_{ед} \cdot n,$$

де τ_y – час роботи СХУ протягом доби при її максимальному тепловому навантаженні; годин (за Правилами Регістра – 24 години);

$\psi_{мех}$ – коефіцієнт одночасності роботи механізмів; $\psi_{мех} = 0,7$ [7];

$N_{ед}$ – потужність, яка споживається електродвигунами, кВт;

n – кількість приладів охолодження, штук.

Зважаючи на відсутність даних про споживану електродвигунами потужність і малу величину цих теплопритоків, у розрахунок береться встановлена потужність електродвигунів вентиляторів базової установки.

Теплоприпливи від працюючих електровентиляторів представлено в табл. 1.4.

Теплоприпливи від вентиляції приміщень, що охолоджуються

Теплоприпливи від вентиляції приміщень, що охолоджуються не враховуються тому, що вентиляція проводиться при перевезенні вантажу в плюсовому температурному режимі, тобто при мінімальних теплоприпливах через огорожуючі поверхні, а при температурі приміщення $t_{оп} = -25$ °C в умовах максимального навантаження на холодильну установку вентиляція не проводиться.

$$Q_4 = 0.$$

Таблиця 1.4. Теплоприпливи від працюючих у камерних електровентиляторів

Приміщення, що охолоджується	n , шт	$N_{ед}$, кВт	Q_3 , Вт
Верхній твіндек №1	4	0,2	560
Нижній твіндек та трюм №1	4	0,89	2480
Твіндеки та трюм №2	4	1,39	3890
Твіндеки та трюм №3	4	1,39	3890
Твіндеки та трюм №4	4	1,39	3890
Сума, Вт			14 710

Інші теплоприпливи

До інших теплоприпливів відносять усі теплоприпливи, які не були враховані раніше (теплоприпливи від відкривання дверей, від освітлення, від придбання людей тощо).

Ці теплоприпливи дорівнюють

$$Q_5 = 0,1 \cdot Q_1 = 0,1 \cdot 58044 = 5805 \text{ Вт.}$$

Сумарні теплоприпливи в режимі зберігання

Розраховуємо сумарні тепло припливи:

$$Q_{зберіг} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 = 72760 + 101241 + 14710 + 0 + 5805 = 195600 \text{ Вт.}$$

Сумарні теплоприпливи в режимі зберігання в приміщеннях, що охолоджуються приймаємо $Q_{зберіг} = 196 \text{ кВт.}$

Холодопродуктивність холодильної машини

Визначаємо холодопродуктивність холодильної машини:

$$Q_{0 \text{ заз}} = (0,1 \cdot Q_{зберіг}) + Q_{зберіг} = 0,1 \cdot 196 = 216,1 \text{ кВт.}$$

Для обслуговування групи трюмів та твіндеків використовуємо компресор холодопродуктивністю $Q_0 = 216,1 \text{ кВт.}$ Згідно вимогам Регістра використовуємо другий компресор як резервний.

1.6.4. Вибір системи охолодження та холодильного агенту

Комплекс охолоджуючих пристроїв (компресор, конденсатор, випарник), вентиляторів, насосів і повітропроводів, через які відводиться тепло від холодильних приміщень (трюмів, твіндеків), складають систему охолодження судна.

Вибір системи охолодження має велике значення, так як при правильному виборі поліпшуються умови зберігання вантажу, поліпшується використання вантажного об'єму і

вантажопідйомності судна, підвищується ефективність і безпека роботи ШУ. Вибір типу і складу системи залежить від виду вантажу і технологічних вимог до його холодильної обробки і зберігання, від типу обслуговуваних приміщень або технологічних комплексів, розмірів і розташування останніх.

Вибір типу установки багато в чому залежить від охолоджуючих пристроїв, встановлених всередині рефрижераторного трюму, якими зазвичай є трубочасті батареї (ребристі і неребрисні), через які циркулює киплячий холодоагент (система прямого охолодження) або проміжний теплоносію (водяний, розчин солей, що не замерзає, або етиленгліколь). В останньому випадку система охолодження називається розсолон. Передача холоду від батарей охолодження до льяльного повітря здійснюється природною конвекцією.

При використанні повітряної системи для інтенсифікації процесів тепломасообміну між вантажем і повітроохолоджувачами використовується примусова вентиляція льяльного повітря. У цьому випадку повітроохолоджувачі встановлюються поза трюмом у спеціальних кожухах. При цьому в холодильному приміщенні необхідно організувати відмінний повітророзподіл холодного, що подається, і теплого, що відсмоктується, за допомогою систем припливно-витяжних каналів. Іноді в якості охолоджуючих пристроїв використовують панелі різного дизайну. Для повного екранування зовнішніх теплових потоків на огорожувальних поверхнях трюмів встановлені панелі охолодження.

Система прямого охолодження

У системі прямого охолодження охолоджуючими пристроями є ребристі зміювники, встановлені на стінах холодильної камери

(рис. 1.4), в якому кипить холодоагент. Часто це компактні ребристі випарники, встановлені в корпусі з вентиляторами. Іноді використовують гладкотрубні зміювники зі сталевих або мідних труб.

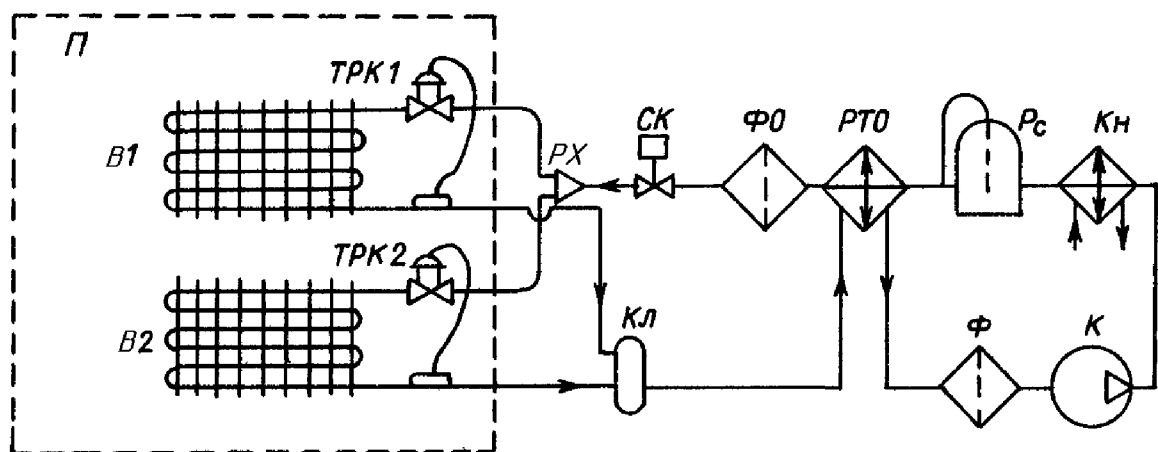


Рисунок 1.4. Принципова схема СХУ з системою безпосереднього охолодження

П — приміщення; В — випарник; ТРК — терморегулюючий клапан;
 РХ — розподільник холодоагента; СК — соленоїдний клапан; Кл — колектор; ФО — фільтр-осушник; РТО — регенеративний теплообмінник; Рс — ресивер; Ф — фільтр; Кн. — конденсатор; К — компресор

Хладонові випарні батареї виготовляють у вигляді дворядного пристінного зміювика (рис. 1.5) з реберчастими червономідними трубами 2, які монтують в сталевих планках 1 та 3 для навішування їх на передорки охолоджуваного приміщення. Довжина і розміри А, В залежать від площі поверхні теплообміну. Трубки з'єднано за допомогою зварювання калачами 4.

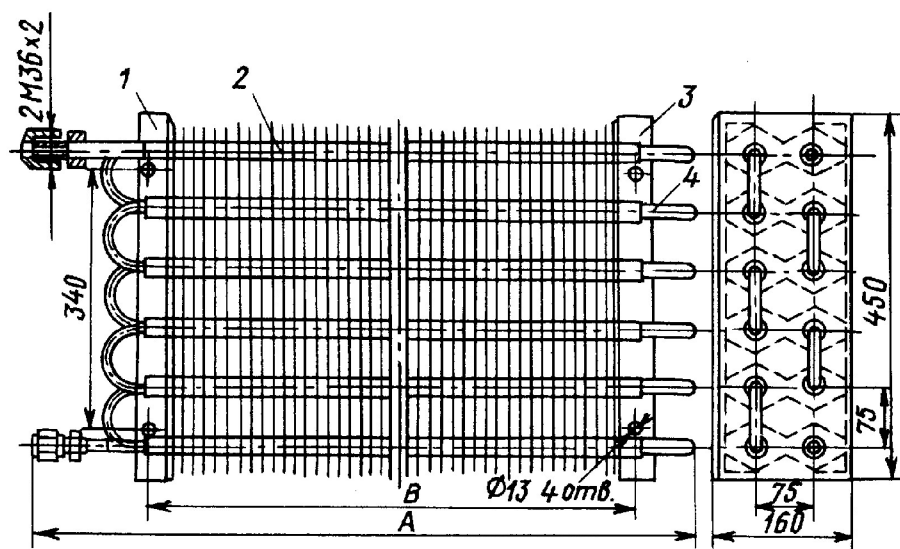


Рисунок 1.5. Дворядна хладонова випарна батарея

Переваги системи прямого охолодження полягають у наступному:

- простота і легкість (мала маса і габарити) холодильної установки за рахунок відсутності додаткових випарників, насосів та іншого обладнання для охолодження і подачі розсолу;
- охолодження приміщення відбувається відразу після включення компресора;
- можливість використання трубопроводів меншого перерізу, ніж розсолні;
- можливість підтримки більш економічного режиму з більш високою температурою кипіння холодоагенту в установці.

Недоліки системи прямого охолодження:

- значно складніший спосіб регулювання розподілу холодоагенту по батареях і камерам. Регулювання режиму в одній кімнаті відображається на режимі в останніх кімнатах, що вимагає частих переналаштувань;
- недостатня ємність накопичувача (відносно швидке підвищення температури після зупинки компресора);
- високий ризик витіку холодоагенту, особливо з розгалуженими системами трубопроводів і акумуляторів.

Система охолодження розсолу

Принципова схема цієї системи представлена на рис. 1.6, а охолоджувальний пристрій (розсолна батарея) на рис. 1.7. У цій системі охолодження використовується два контури: фреон і розсіл. Розсіл, який охолоджується у випарнику фреону, подається насосами в розсоли, встановлені в трубах на дортах, перегородках і під палубою (стельові батареї).

Змн.	Арк.	№ доцм.	Підпис	Дата

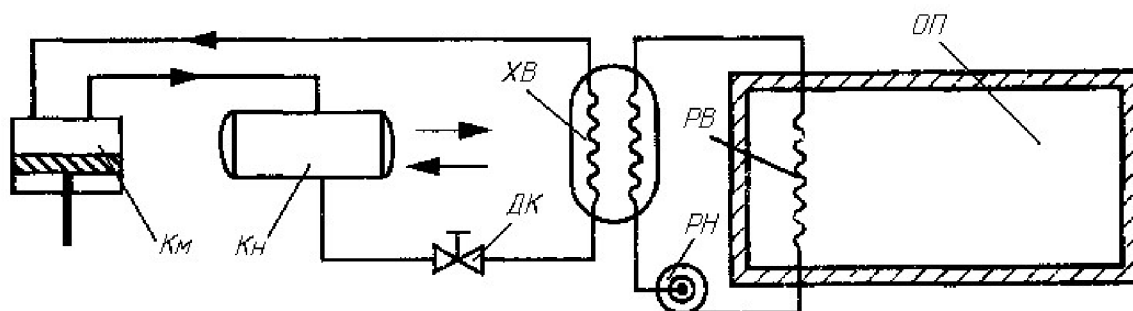


Рисунок 1.6. Принципова схема СХУ з розсільною системою охолодження
 Км — компресор; Кн. — конденсатор; ХВ — хладоновий випарник; РВ — розсільний випарник; ОП — охолоджуване приміщення; РН — розсільний насос; ДК — дросельний клапан

Розсільні охолоджуючі батареї виконують із сталевих безшовних труб, які з'єднані в зміювки зварюванням. Товщину стінки виконують значно більшою ніж в хладоновий випарниках у зв'язку з можливою корозією. В зв'язку із слабкою інтенсивністю тепловіддачі від повітря трюму розсільні батареї мають більшу поверхню теплообміну порівняно з хладоновими.

В якості розсолу в розсільних системах охолодження використовують розчини солей, таких як, $NaCl$, $MgCl_2$, $CaCl_2$, а також етиленгліколь та ін.

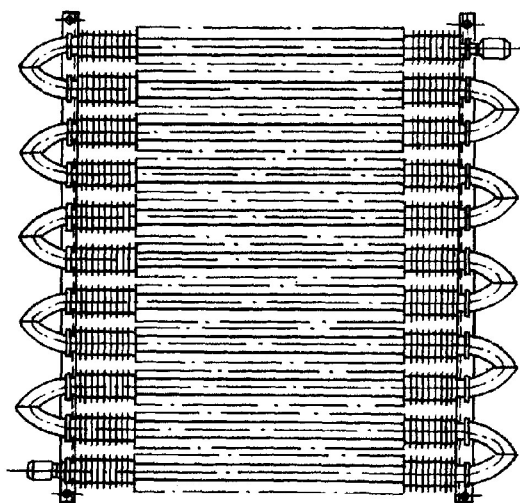


Рисунок 1.7. Однорядна оребренна розсільна батарея

Переваги системи охолодження розсолу:

- відмінна здатність до зберігання;
- усунення можливості проникнення холодоагенту в холодильні приміщення;
- простота регулювання різних температурних режимів в різних холодильних приміщеннях.

Недоліки системи охолодження розсолу:

- велика маса і габарити установки через необхідність допоміжного обладнання;
- значна площа РМК;

Необхідність підтримувати нижчу температуру кипіння, ніж у системі прямого чи повітряного охолодження, що зменшує охолоджувальну потужність установки приблизно на

Змн.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата

КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 01.

Лист

27

15% і збільшує витрати на електроенергію приблизно на 5% (навантаження на компресор, використання насосів розсолу) [8];

- неуніверсальність системи охолодження (непридатність для зберігання овочів, фруктів) через складність повітрообміну та регулювання вологості повітря в холодильному приміщенні.

Панельна система охолодження

Розподілені системи охолодження з гладкотрубними або ребристими батареями (як і системи батареї прямого охолодження) мають невід'ємний недолік – неможливість створити рівномірний розподіл температур повітря в трюмі через порівняно невелику площу поверхні акумуляторів до загальної площі поверхні всіх огорожень трюму. При використанні панельних систем охолодження загальна площа поверхні панелей наближається до площі всієї поверхні огороження холодильного приміщення. Завдяки особливостям тепломасообміну при панельному охолодженні забезпечується більш висока якість зберігання швидкопсувних вантажів за рахунок значного скорочення висихання та більш рівномірного розподілу температур у вантажному об'ємі трюму (максимальна зміна температури за об'єм не перевищує $0,8^{\circ}\text{C}$).

На рис. 1.8 показані можливі схеми «обшивки» холодильних трюмів. Внаслідок складних обводів корпусу та конструктивних особливостей трюмів, а також обмеженої кількості типорозмірів панелей ступінь екранування поверхонь трюмів може досягати лише 70...80% від загальної зовнішньої поверхні. Навіть при повному екрануванні частина поверхні приміщень зайнята люками і т. д. Частина неекранованої поверхні закривається знімними листами, які разом з панелями створюють повітряний прошарок. Цей захід не призводить до додаткової витрати металу, оскільки холодильні трюми завжди обшиті зсередини металевими листами відповідно до вимог санітарно-гігієнічних норм. Тому суцільна вагонка — це не така вже й значна додаткова витрата металу.

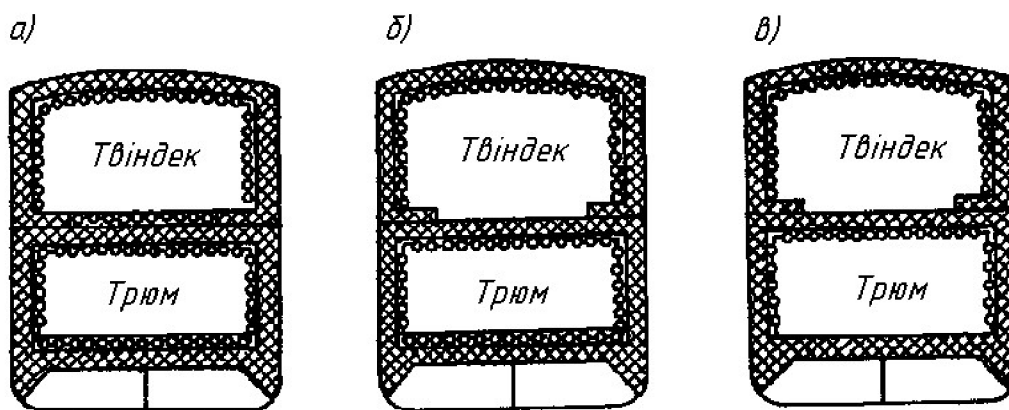


Рисунок 1.8. Схеми панельного екранування рефрижераторних приміщень судна
 а – повне екранування (ідеальне «панелювання»);
 б – комбіноване екранування;
 в – неповне екранування

Панельні системи охолодження також мають істотні недоліки:

- більша (приблизно 10%) маса, ніж акумуляторні системи;
- висока (20–25%) вартість виготовлення та монтажу, складність зварювально-монтажних робіт у трюмі;

- складність автоматизації. При автоматичному регулюванні температурного режиму в холодильних камерах і трюмах подача холодоагенту або теплоносія повинна припинятися в момент, коли температура повітря стає нижче заданих параметрів. Однак при цьому панельна система також припиняє свої функції, оскільки стає неможливо поглинати теплові потоки. Тому необхідна безперервна робота ШУ, що призводить до надмірних енерговитрат і збільшення витрат на обслуговування машин і апаратів;

- складність контролю за станом корпусних конструкцій та ізоляції, прихованих сталевими листами, та їх ремонту.

- складність використання системи прямого охолодження (кипіння холодоагенту) панелей;

- неуніверсальність по відношенню до перевезення різноманітних швидкопсувних вантажів.

Система повітряного охолодження

В якості одного з варіантів системи охолодження рефрижераторних трюмів для суден рибпромислового флоту може розглядатися безканальна система з вертикальним розподілом повітря «знизу вгору». Застосування повітроохолоджувачів прямого випаровування замість розсолів дозволяє істотно знизити енерговитрати на виробництво холоду, зменшити масу установки в 2,3 рази, збільшити площу охолоджуваного приміщення в 1,5 рази, вартість в 1,4 рази.

На рис. 1.9 показана схема вертикальної системи розподілу повітря «знизу вгору». Основною особливістю цієї системи є розташування повітроохолоджувачів і вентиляторів у вузьких бічних перегородках, що, однак, ускладнює їх обслуговування та ремонт.

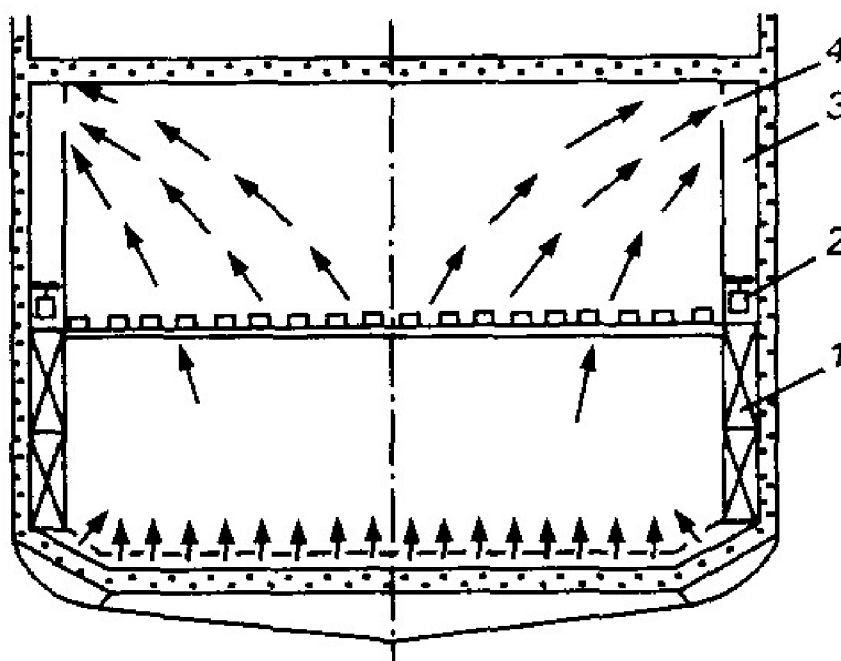


Рисунок 1.9. Схема вертикальної системи повітророзподілення "знизу — вгору"

1 — повітроохолоджувач; 2 — вентилятор; 3 — всмоктувальний клапан;

4 — нагнітальний клапан

Змн.	Арк.	№ док-м.	Підпис	Дата

КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 01.

Лист

29

Повітряна система зазвичай оснащена спеціальним озонатором, який сприяє ефективному знищенню цвілі і неприємних запахів. Додавання озону суворо дозовано: хороші результати для транспортування бананів дає додавання 1 частини озону на 2 мільйони частин циркулюючого повітря. Для інших продуктів існують свої стандарти озонування.

У системах повітряного охолодження в якості теплоносія використовується повітря охолоджуваного приміщення. Повітря за допомогою вентилятора проходить послідовно через повітроохолоджувач, де охолоджується і сушиться в ньому, після чого потрапляє в вантажний відсік. Проходячи через вантаж, повітря нагрівається і зволожується, а потім через систему всмоктувальних каналів надходить у вентилятор.

До переваг повітряної системи можна віднести:

- рівномірний розподіл нерівномірних температурно-вологісних полів у всіх точках об'єму вантажу, що унеможливує утворення застійних зон;
- можливість інтенсифікації процесів тепломасопереносу від вантажу до повітря за допомогою багатопотікових вентиляторів, що значно скорочує час первинного охолодження та заморожування вантажу;
- інтенсифікація процесів тепломасообміну в корпусах охолодження (у повітроохолоджувачах) за рахунок збільшення швидкості повітряного потоку в них, що забезпечує їх компактність і кращі масові показники в порівнянні з батареями безшумного охолодження.
- значно більша універсальність їх використання в залежності від типу вантажу, що транспортується, за рахунок регулювання продуктивності вентиляторів від мінімальних значень для поступового охолодження при транспортуванні м'ясних і рибних вантажів до максимальних значень (швидкість обміну n до 8 об/хв) при транспортуванні бананів та інших вантажів, які інтенсивно дихають;
- можливість регулювання газового складу повітря трюму ($O_2 > CO_2$, етилен та інші продукти, що виділяються при диханні плодів і овочів) шляхом зміни в широких межах подачі зовнішнього повітря в охолоджуване приміщення;
- простота і швидкість разморожування охолоджуючих пристроїв, які знаходяться в окремому відсіку, що виключає потрапляння вологи на вантаж і в вантажний об'єм. При цьому теплові потоки до вантажу в період разморожування зводяться до мінімуму, що дозволяє успішно разморожувати його під час транспортування.

До недоліків повітряної системи можна віднести:

- мала накопичена потужність системи, що зумовлює високу циклічність її роботи;
- підвищене споживання електроенергії порівняно з системою прямого охолодження, що пов'язано з її додатковими витратами на приводні вентилятори та необхідністю компенсації теплового еквівалента їх роботи;
- підвищене висихання вантажу, пов'язане з різкою інтенсифікацією процесів масообміну поверхні вантажу з циркулюючим потоком повітря.

У період максимального теплового навантаження (період початкового охолодження вантажу) холодильна установка працює на повну потужність, а продуктивність вентилятора встановлюється відповідно до теплових навантажень охолоджуючих пристроїв. При цьому вантаж інтенсивно обдувається циркулюючим потоком повітря, що сприяє його швидкому охолодженню і заморожуванню. При зниженні середньої температури вантажу до транспортної холодильна установка і система вентиляції переходять на транспортний режим, продуктивність компресора знижується до 20...40% від номінальної, вентиляторів – до 10...60% залежно від виду вантажу, що перевозиться.

Підтримання необхідних параметрів в холодильних трюмах забезпечується збалансованою холодильною установкою, а саме правильно підібраним компресором, теплообмінниками, способом охолодження і робочою речовиною (холодоагентом). До робочої речовини суднової холодильної установки пред'являється ряд вимог. Головна вимога — безпека. Це вибухобезпечність, негорючість, нетоксичність, екологічність. Холодоагент повинен забезпечувати таку надійність холодильної машини, яка не буде викликати ускладнень при експлуатації в суднових умовах, її компактність. Тиск в повітроохолоджувачі повинен бути низьким для забезпечення хороших показників маси, але не нижче атмосферного, щоб уникнути витоків повітря в систему. З цієї ж причини тиск в конденсаторі не повинно бути занадто високим.

Теплопровідність і в'язкість холодоагенту істотно впливають на габаритні розміри повітроохолоджувача і конденсатора, а питома об'ємна холодопродуктивність — на компактність компресора.

В якості робочої речовини використовується холодоагент R 134a. (тетрафторетан $\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$). R 134a має потенціал руйнування озону $\text{ODP} = 0$, потенціал глобального потепління $\text{GWP} = 420$ (нетоксичний і негорючий) [2]. При контакті з полум'ям і гарячими поверхнями розкладається з утворенням сильнодіючих отруйних речовин. Для нього розроблені холодильні масла, які мають високу зігроскопічність. Коефіцієнт охолодження R134a в режимі кондиціонування трохи поступається R 12. R 134a характеризується низьким тиском насичених парів і низькою температурою на виході з компресора. Завдяки високому значенню GWP його рекомендується використовувати в герметичних холодильних системах. Однак використання R 134a замість R 22 вимагає суттєвої зміни розмірів обладнання (компресори, повітроохолоджувачі, конденсатори, діаметри трубопроводів і арматури), а отже, і його вартості. Але для системи кондиціонування з гвинтовим компресором R 134a має значні перспективи.

Гвинтові компресори є машинами роторного типу і відносяться до класу компресорів з об'ємним принципом роботи. Робочим органом гвинтових компресорів є ротори, що здійснюють обертальний рух, на яких нарізані гвинтові зубці. Гвинтові компресори дубають одно-, дво- і трьохроторними. Залежно від способу герметизації компресійної порожнини розрізняють сухі та маслонаповнені гвинтові компресори. Застосування маслонаповненого двохроторного компресора дозволяє істотно знизити температуру нагнітання і рівень шуму, збільшити витрату, ККД і питому продуктивність.

Недоліками гвинтового компресора є необхідність забезпечення високої точності при виготовленні та монтажі та електричний струм високої частоти (200...500 Гц) для його роботи.

1.7. Розробка принципової схеми холодильної машини з елементами автоматизації

1.7.1. Схема холодильної установки

При розробці схеми суднової холодильної системи ми використовуємо умовні позначення, які відповідають чинним стандартам і враховують загальні принципові вимоги [24, 25]:

– забезпечення резервування холодильного або іншого обладнання згідно з Правилами Реєстру;

- зручність для можливості швидкого підключення обладнання та перемикання ТМ з одного об'єкта споживача на інший;
- максимальна простота з метою оперативного контролю і регулювання, надійність і безпека експлуатації;
- наявність запобіжних і захисних пристроїв і пристроїв на випадок аварійних ситуацій;
- наявність типових контрольно-вимірювальних приладів, автоматизованих контрольно-регулюючих пристроїв.

Технологічна схема холодильної системи, що розробляється, виконана у вигляді однієї робочої холодильної установки. Холодильна установка складається з компресорних установок, конденсаторів, проміжних ємностей, регенеративних теплообмінників, контрольно-вимірювальних приладів, арматури.

Система випаровування складається з повітроохолоджувачів прямого охолодження, клапанів [24].

1.7.2. Підтримання заданої температури в охолоджуванних приміщеннях

Основним завданням автоматики є підтримання необхідного температурного режиму в охолоджуванних приміщеннях, що досягається регулюванням холодопродуктивності компресорів. Сучасні звинтові компресори регулюються за допомогою золотникового механізму в діапазоні від 100 до 10% холодопродуктивності [25].

Але регулятор продуктивності має велику інерційність, що може призвести до нестабільності температурного режиму в трюмах. Тому схема автоматизації передбачає подачу холодоагенту в залежності від температури охолоджуванних приміщень.

Відхилення температури на одному або кількох термометрах більше ніж на 0,5 °С призведе до того, що електронний блок управління буде подавати на батарею струм різної величини [25]. Таким чином, зниження або підвищення температури призведе до нагрівання або відносного

охолодження батареї, що імітує перегрів парів в трубопроводі, що в свою чергу вплине на зміну прохідного перерізу терморегулюючого клапана, зміна подачі холодоагенту в повітроохолоджувачі.

Імітуючи процес перегріву або охолодження з деяким випередженням порівняно з безпосередньою установкою термоциліндра, цей метод практично усуває інерцію системи утримання-випарник-холодоагент і в той же час підтримує перегрів до певного значення.

Температура масла регулюється зміною кількості води, що подається в маслоохолоджувач в масловіддільнику. Регулятор встановлений на лінії виходу охолоджувальної води [25].

1.7.3. Система автоматичного регулювання та захисту

При розробці системи автоматичного регулювання вирішується декілька завдань, які можна розділити на основні та допоміжні.

Основні завдання включають:

- підтримання заданих температур у холодильних приміщеннях;
- регулювання подачі холодоагенту до випарників;
- регулювання холодопродуктивності компресора [25].

Вирішення цих проблем також значною мірою забезпечує захист системи від виникнення небезпечних режимів.

До допоміжних завдань контролю, виконання яких забезпечує раціональні режими роботи, належать:

- підтримання різних температур кипіння у випарнику і тиску конденсації;
- автоматизація процесів розморожування інею, запуску, зупинки та зміни режимів роботи елементів ШУ [25].

Система автоматичного захисту включає пристрої автоматичного захисту (АПЗ) і схему АПЗ.

У ШУ пристрої захисту контролюють такі технологічні значення:

- реле низького тиску RD1, RD3 – тиск всмоктування компресора, сигнал захисту при зниженні тиску;
- реле високого тиску RD2, RD4 – тиск нагнітання компресора, сигнал захисту при підвищенні тиску;
- термореле TP1, TP2 – температура нагнітання компресора, сигнал захисту при підвищенні температури;

Сигнали від усіх приладів надходять на схему АЗ простої дії. При спрацьовуванні будь-якого з реле ланцюг АЗ подає сигнал на зупинку компресора в ланцюзі АУ, який в свою чергу вмикається стартером Р. При цьому вмикається одна з сигнальних ламп.

Система охолодження трюму повітряна з вертикальною циркуляцією холодного повітря знизу (під вантажем). В якості охолоджувальних пристроїв використовуються два повітроохолоджувачі, які розташовані в кормовій частині рефрижераторного трюму. Вантаж охолоджується зовнішнім повітрям (при температурі зовнішнього повітря нижче температури в трюмі), для чого повітря подається на всмоктування вентиляторів. Подача холодного повітря від повітроохолоджувача в трюм здійснюється з нагнітальної частини кормової частини рефрижераторного трюму, через палубну решітку. Холодне повітря, охолоджуючи вантаж і компенсуючи надходження тепла ззовні, повертається у всмоктувальну порожнину через зазор у верхній частині кормової частини рефрижераторного трюму.

Холодильна установка працює наступним чином: компресори стискають пари холодоагенту, що відсмоктуються з випарників, і нагнітають їх у міжтрубний простір конденсатора. У конденсаторі за рахунок теплообміну з морською водою, що протікає по трубах, холодоагент конденсується. Рідкий холодоагент потрапляє в ресивер. Після цього він надходить у фільтр-осушувач, де звільняється від механічних домішок і вологи.

Висушений рідкий холодоагент надходить через електромагнітні клапани до клапанів регулювання температури, де дроселюється до тиску кипіння і надходить у випарники-повітроохолоджувачі.

Пари холодоагенту, що киплять у повітроохолоджувачі, відсмоктуються компресором. Компресор стискає пари, і цикл повторюється.

Випарники повітроохолоджувачів відстоюються електронагрівачами, встановленими в повітроохолоджувачах.

Робота холодильної установки автоматизована. Наповнення випарника-повітроохолоджувача регулюється терморегулюючим клапаном типу 22TPBVK-2,5 по перегріву парів холодоагенту, що відсмоктуються з випарника-повітроохолоджувача. Захист холодильної машини і установки включає цілий комплекс технічних і організаційних заходів, що забезпечують їх безпечну експлуатацію. При налаштуванні системи автоматичного

захисту необхідно враховувати загальні принципи, що забезпечують найбільшу ступінь безпеки експлуатації.

В систему автоматичного захисту входять чотири реле захисту РЗ, які контролюють наступні параметри:

РЗ1 — тиск всмоктування P_{vs} . Сигнал подається при надмірному зниженні тиску всмоктування (закриття всмоктувального клапана, засмічення фільтрів і відсутність циркуляції холодоагенту, відсутність теплового навантаження тощо);

РЗ2 — різниця тисків масла на вході та виході масляного насоса ΔP_m ;

РЗ3 — тиск нагнітання P_n . Сигнал подається при надмірному підвищенні тиску нагнітання внаслідок закриття нагнітального клапана, недостатнього охолодження конденсатора, наявності повітря в системі;

РЗп — температура обмоток статора відбудованого електродвигуна t_{obm} . Сигнал подається при надмірному нагріванні обмоток електродвигуна.

Всі реле захисту підключаються до електричного кола АЗ одноразової дії.

При спрацьовуванні будь-якого реле схема видає на схему автоматичного керування АК сигнал аварійної зупинки X_z , який відключає стартер МП електродвигуна компресора. Одновременно загоряється одна з сигнальних ламп $L1 - L4$, що сигналізує про аварійну зупинку та її причину (за номером лампи).

Після спрацьовування захисту компресор не може автоматично почати роботу. Після усунення САЗ його можна повернути в нормальний стан кнопкою повернення КПЗ, при натисканні якої розмикається схема автоматичного керування АК і дозволяється автоматичний запуск компресора. Сигнальна лампа гасне.

В систему автоматичного захисту входить схема блокування ВІ, яка за сигналом X_{bl} дозволяє запускати компресор тільки за умови передчасного запуску насосів охолоджуючої рідини H_w . У системі є ключ K_l , за допомогою якого можна запустити компресор вручну без засобів захисту або за допомогою деяких із них.

Для випарників ми використовуємо рівневу систему живлення з плавним регулюванням. Харчування випарників (РЕ) холодоагентом здійснюється регулятором рівня РВ, до складу якого входять перетворювачі рівня РВ і орган регулювання ОО.

Регулювання температури в трюмах здійснюється терморегулюючим клапаном 22ТРВК і електронним блоком управління ЕВР, який забезпечує подвійне регулювання загальної потужності охолодження. Трипозиційна схема управління поєднує в собі такі методи: «старт-стоп» і байпас. Компресор запускається та зупиняється АС відповідно до сигналів РР, але коли РО зменшується до встановленого значення $RRDV > RRDN$, RDV спрацьовує, і EV байпасної лінії відкривається.

Температура повітря в трюмі (основне завдання автоматизації) і холодопродуктивність установки регулюються методом «старт-стоп». Це здійснюється за допомогою температурного реле з чотирма послідовно з'єднаними термоперетворювачами електричного опору, електронним блоком управління і схемою автоматичного регулювання змінного струму. При експлуатації суднової холодильної установки передбачені такі режими роботи:

1) Теплове навантаження $50\% < Q_0 100\%$ – компресор працює в режимі «старт-стоп». У цьому випадку можуть працювати обидва повітроохолоджувачі (АК). Однак така експлуатація АС є неекономічною і рекомендується відключити один із АС. У цьому випадку для рівномірного охолодження холодильного трюму і для рівномірного відкладення інею на

теплообмінних поверхнях доцільно по черзі вимикати повітроохолоджувачі. Це робиться за сигналом АК електронним блоком управління.

2) Теплове навантаження Q_0 50% – компресор працює в режимі «старт-стоп». У цьому випадку по черзі вимикаються повітроохолоджувачі.

3) Теплове навантаження мінімальне, а $t_{3п}$ значно менше t_T – трюм охолоджується зовнішнім повітрям, працюють обидва повітроохолоджувачі, а компресори зупинені.

4) Теплова обробка продуктів. Якщо температура вантажу вище t_T на 1...1,5 °С, для заморожування використовують головний компресор. При $t_B - t_T$ 2 °С доцільно на деякий час включити резервний блок. При температурі заморожування 2 °С потужність охолодження двох блоків становитиме 14 кВт. Для забезпечення нормальної циркуляції холодоагенту і роботи терморегулюючого клапана при значному зниженні $t_{3в}$ в схемі передбачені регулятори тиску конденсації, які при зниженні t_K нижче 30 °С зменшують подачу заборотної води в конденсатор. При значному зниженні охолоджувальної потужності компресора включається байпасна лінія (прохід пари від верхньої частини конденсатора до всмоктуючого колектора), яка також служить для розвантаження пуску компресора.

Система передбачає швидке заморожування трюму 1-м і 2-м компресорами одночасно.

Байпасну лінію під час роботи компресора вмикає реле робочого тиску, яке подає напругу для відкриття відповідного електромагнітного клапана. Необхідна витрата байпасної пари забезпечується ручним регулюючим клапаном РВ. Щоб розвантажити пуск компресора, схема АК розмикає ЕВ в момент його включення, а через 30 секунд вмикає. Перегрів компресора усувається байпасом.

1.8. Висновки з розділу

У цьому розділі дипломної роботи представлені основні характеристики дослідного зразка рефрижератора типу "Gold Coast", побудованого на верфі Ольборг (Данія). Наведені дані суднової енергетичної установки, загальнокорабельних систем і складу головної холодильної установки. Визначаються параметри повітря і води в залежності від регіону і параметрів продуктів, що зберігаються в продовольчій камері, а також розраховується коефіцієнт тепловіддачі через ізолюючу поверхню.

Розрахункова холодопродуктивність компресора $Q_0 = 216,1$ кВт. В якості холодоагенту було обрано R 134а замість забороненого R22, який раніше використовувався в судновій холодильній установці.

2. Розробка модернізованої холодильної установки транспортного рефрижератора та зменшення інтенсивності росту товщини льодової корки на поверхнях випарника

2.1. Властивості водного льоду

Вода є структурно складною сполукою водню (11,9%) і кисню (88,1%), яка має важливі властивості для виробництва льоду. Водяний лід є результатом переходу води в твердий стан при відведенні від неї теплової енергії. У процесі відведення тепла у водному середовищі відбувається фазове перетворення першого роду, яке супроводжується різкою зміною внутрішньої енергії, об'єму, а також протікає з виділенням прихованої теплоти фазового переходу, яка для води, при нульовій температурі $L = 334 \text{ кДж/кг}$. Процес льодоутворення часто супроводжується утворенням межі фазового перетворення.

Існують різні типи льоду, наприклад блоковий лід, лускатий лід, пресований лід, трюбчастий лід, сніжний лід і подвійний лід.

Ці види льоду відрізняються формою і способами виробництва. Водяний лід також можна класифікувати за структурою його кристалів. Майже весь природний лід на Землі відноситься до льоду Ih, такий лід має гексагональну кристалічну структуру. У випадках, коли температура опускається нижче -120°C , структура кристалів льоду змінюється і набуває кубічної структури (лід Ic), однак при підвищенні температури структура такого льоду змінюється і він перетворюється на звичайний лід Ih. У лабораторних умовах був отриманий лід з іншими кристалічними структурами, так званий лід високого тиску (лід II, лід III, лід IV, лід V, лід VI та ін.). Ожеледь високого тиску виникає при тиску вище 20 000 атм., а температурі нижче -100°C .

В даний час продовжуються дослідження з отримання нових видів льоду високого тиску, а також вивчаються властивості вже виявлених крижаних структур. До основних фізичних властивостей льоду відносяться: щільність ρ , теплоємність C_p , теплота фазового переходу L , теплопровідність λ , а також це можна віднести до міцності та адгезійних властивостей льоду. Щільність водного льоду, що не містить повітряних включень, при атмосферному тиску і температурі 0°C становить $916,8 \text{ кг/м}^3$. При зниженні температури льоду на кожні 10°C його щільність збільшується в середньому на $1,5 \text{ кг/м}^3$. Великий вплив на щільність льоду має такий параметр, як пористість n . Пористість льоду – це відношення загального об'єму пор до об'єму всього льоду.

Питома теплоємність характеризується кількістю теплоти, яку необхідно передати одиниці маси тіла, щоб змінити його температуру на 1°C . Теплопровідність водного льоду залежить головним чином від тиску і температури. При атмосферному тиску теплоємність зменшується зі зниженням температури. Питома теплоємність льоду з підвищенням температури дещо зростає і майже в два рази менша, ніж у води. У розрахунках питомої теплоємності льоду зазвичай приймають постійною величиною, рівною $C_p = 2,12 \text{ кДж/кг} \times \text{K}$.

Теплота фазового переходу — це кількість теплоти, що виділяється або поглинається в процесі фазового переходу першого роду. Теплоту фазового переходу вода – лід можна знайти за рівнянням Клапейрона-Клаузіуса.

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 02.	Лист
						36
Змн.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

Об'єктом дослідження є товщина шару льоду на охолоджувальних поверхнях.

Предметом дослідження є параметри та інтенсивність зростання товщини шару льоду на поверхнях охолодження.

Мета роботи — визначити динаміку промерзання шару льоду на охолоджувальних поверхнях, а також визначити залежність інтенсивності зростання товщини льодової кірки та коефіцієнта тепловіддачі, що впливає на енергетичну ефективність холодильний агрегат.

Цілі дослідження:

1. Розробка розрахунково-аналітичного методу визначення швидкості намерзання водяного льоду на поверхнях охолодження.

2. Оцінка впливу залежності теплофізичних властивостей льоду від температури, для випадків намерзання льоду на плоску поверхню.

3. Отримання даних про динаміку зростання шару водяного льоду на поверхнях охолодження.

4. Визначення найбільш ефективної льодоакumuлюючої здатності робочої поверхні наморозування.

Наукова новизна.

Виявлено вплив фактору часу розвитку процесу та теплових параметрів льоду і води на динаміку наростання шару льоду на охолоджуваних поверхнях.

2.2 Моделювання процесів теплообміну при заморожуванні льоду на охолоджуючі елементи поверхонь

Під час роботи холодильного обладнання на поверхнях його елементів, що мають від'ємні температури, працюють без теплоізоляції та занурені у водне середовище, утворюється кріопреципітат водяного льоду, термічний опір якого істотно впливає на тепловіддачу. Зокрема, в таких умовах водяний лід може працювати: випарники холодильних машин суднових провізійних камер, або трюми суден-рефрижераторів тощо. Аналіз теплообміну є, в загальному випадку, нестационарною, нелінійною теплофізичною задачею, при вирішенні якої при цьому необхідно враховувати зростання термічного опору кріопреципітату з часом і залежність теплопровідності від Коефіцієнту водяного льоду від температури, при її істотних відмінностях в мерзлом шарі. Все це ускладнює розрахунок тепломасообмінних характеристик, тому більшість методів розрахунку є або складними програмними продуктами, використання яких є дуже складним у розрахунковій практиці, або наближеними аналітичними рішеннями з припущеннями, які не відповідають фізиці розвитку процесу, про що свідчить розбіжність результатів розрахунків з експериментальними даними. Таким чином, отримання залежностей, які відповідають більшості експериментальних даних і придатні для інженерних розрахунків, є актуальним завданням.

Динаміка росту кріопреципітату з водяного льоду визначається наступними параметрами тепломасообміну: температурою поверхні стінки T_c , температурою води, що омиває поверхню охолодження, T_v , коефіцієнтом тепловіддачі від води α , тепловим коефіцієнт електропровідності льоду λ . Варто зазначити, що коефіцієнт теплопровідності льоду зазвичай приймається постійним, однак при низькотемпературних режимах заморожування слід враховувати температурну залежність λ , нехтування якою може призвести до значної похибки в розрахунках. (рис. 2.1).

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 02.	Лист
						37
Змн.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

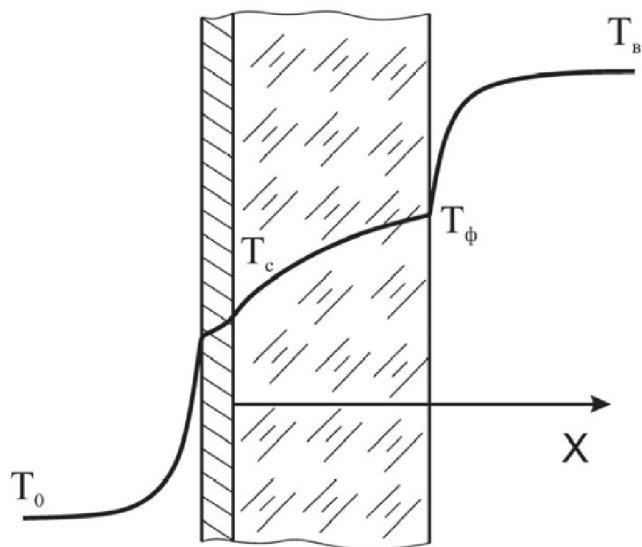


Рисунок 2.1. Утворення льоду на охолоджуючій поверхні

Для проведення розрахунків вибираємо плоску охолоджуючу металеву поверхню, температура якої становить $t_0 = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Графік залежності товщини утворення шару льоду в залежності від часу представлений на рис 2.2.

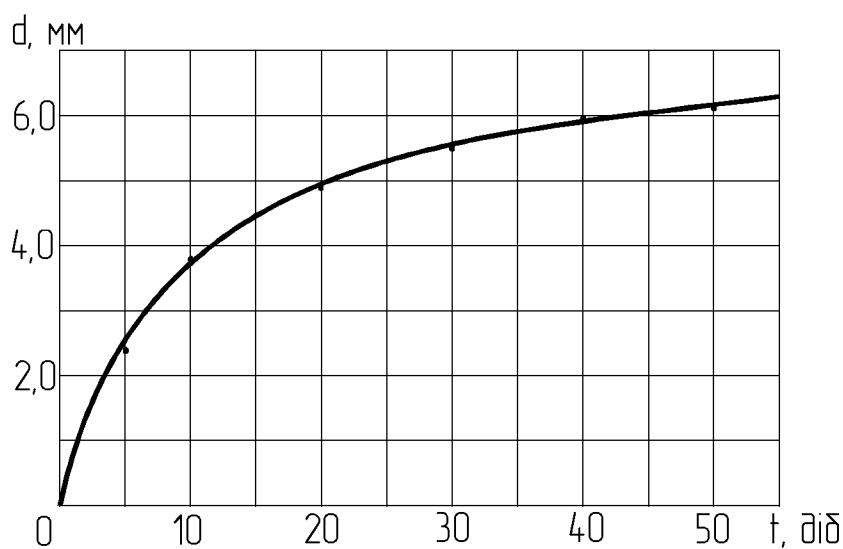


Рисунок 2.2. Залежність товщини шару водного льоду від часу

Як видно з рис. 2.2. динаміка росту шару льоду зростає інтенсивно перші 30 діб (товщина шару льоду становить близько 5,5...6,0 мм), а наступні 30 діб товщина шару льоду збільшилася лише на 0,5...1,0 мм, що становить лише 8...15 %. Так як товщина льодового шару та теплопровідність льоду впливають на коефіцієнт теплопередачі між охолоджуючою поверхнею та холодоносієм можна стверджувати, що розмороження (відтаювання) охолоджуючої поверхні на якій утворюється шар льоду з температурою до $t_0 = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$ слід проводити не частіше 30...40 діб.

2.3. Висновки з розділу

У цьому розділі випускної роботи визначено динаміку промерзання шару льоду на поверхнях охолодження з температурою до $t_0 = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$ та визначено залежність інтенсивності зростання товщини льодової кірки та визначено коефіцієнт теплопередачі, який впливає на енергоефективність холодильної установки.

Встановлено, що розморожування (відтавання) поверхні охолодження, на якій утворюється шар льоду з температурою до $t_0 = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$, слід проводити не більше 30...40 діб.

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 02.	Лист
						39
Змн.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

3. Проектування холодильної машини

3.1. Побудова циклу холодильної установки в $H-P$ діаграмі та його розрахунок

3.1.1. Побудова циклу холодильної установки в $H-P$ діаграмі

Вірно вибраний температурний режим роботи холодильної установки визначає її економічність. Режим роботи холодильної установки характеризується температурами: кипіння t_0 , конденсації t_k , переохолодження t_{np} , всасування $t_{вс}$. Використовуємо одноступінчатий цикл парокомпресорної холодильної машини (ПКХМ) з гвинтовим мастилозаповненим компресором з проміжним підсмоктуванням пари та регенерацією.

1. Температура конденсації залежить від температури заборотної води і визначається за формулою

$$t_k = t_{зб} + (6 \dots 12) = 30 + 8 = 38 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

2. Температура переохолодженого рідкого холодоагенту перед регулюючим клапаном повинна бути на 3...5 градусів вище за температуру заборотної води [3, 5]

$$t_{к1} = t_{зб} + 3 = 30 + 5 = 33 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

3. Температуру кипіння холодильного агента визначаємо відповідно умовам [3, 5] за формулою

$$t_0 = t_n - (5 \dots 6) = -25 - 5 = -30 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

4. Температура пари холодоагенту на всмоктування в компресор після регенеративного теплообмінника (РТО)

$$t_1 = t_0 + (10 \dots 30) = -30 + 20 = -10 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

5. Визначаємо проміжний тиск

$$P_{np} = \sqrt{P_0 \cdot P_k} = \sqrt{0,0844 \cdot 0,966} = 0,284 \text{ МПа}.$$

Для подальшого розрахунку холодильної установки, компресора, теплообмінних апаратів, допоміжних апаратів і елементів, користуючись діаграмою стану, будуюмо цикл холодильної установки в $H-P$ діаграмі хладона $R134a$. Одержані результати заносимо в табл. 3.1.

На рис. 3.1 приведено схему, а на рис. 3.2 цикл холодильної машини з гвинтовим компресором з проміжним підсосом та регенерацією. Після конденсатора Кн рідкий хладон (точка 3) розділяється на два потоки: менша частина G_{np} (15–25 %) дроселюється в дросельному клапані ДК1 до проміжного тиску P_{np} (процес 3–4) та кипить в проміжній посудині ПС, яка переохолоджує основний потік хладону G_0 (процес 3–5). В результаті переохолодження питома масова холодопродуктивність збільшується на величину $\Delta q_0^{pc} = i_5 - i_3$. Перед дроселюванням в дросельному клапані ДК2 основний потік хладону проходить через регенеративний теплообмінник РТО, де дещо охолоджується (процес 5–6), що призводить до збільшення питомої масової холодопродуктивності на величину $\Delta q_0^{pmo} = i_5 - i_6$. Пара, що

					КМР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 03.	Лист
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1. Параметри стану R134a в характерних точках циклу

Точка циклу	Параметр				
	Температура, °C	Тиск, МПа	Ентальпія, кДж/кг	Питомий об'єм, м³/кг	Ентропія, кДж/(кг·K)
1	-10	0,084	395	0,244	1,801
A	24	0,284	419	0,080	1,801
Б	12	0,284	409	0,073	1,748
2 _м	55	0,966	436	0,022	1,748
3	35	0,966	248	–	1,166
4	-1	0,248	248	0,020	1,177
5	4	0,966	205	–	1,019
6	-18	0,966	176	–	0,909
7	-1	0,248	396	0,062	1,723
8	-30	0,084	176	0,015	0,911
9	-30	0,084	358	0,203	1,659

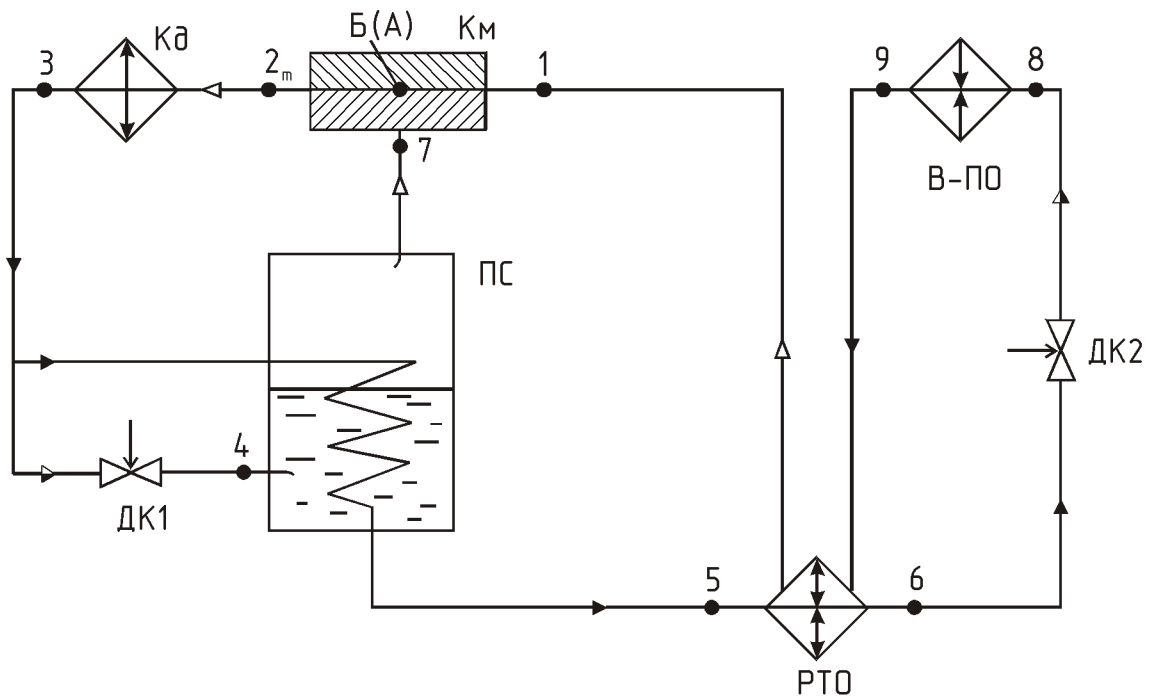


Рисунок 3.1. Схема гвинтової парокомпресорної холодильної машини

утворилася в ПС (точка 7), всмоктується в гвинтовий компресор Км через спеціальний патрубок. В випарнику В-ПО холодоагент кипить (процес 8-9), потім перегрівається в РТО (процес 9-1).

3.1.2. Тепловий розрахунок циклу холодильної установки

- Питома масова (робоча) холодопродуктивність:

$$q_0 = i_9 - i_8 = 358 - 176 = 182 \text{ кДж/кг.}$$

- Питома об'ємна холодопродуктивність:

$$q_v = q_0 / \nu_9 = 182 / 0,203 = 896 \text{ кДж/м}^3.$$

Змн.	Арк.	№ доцм.	Підпис	Дата

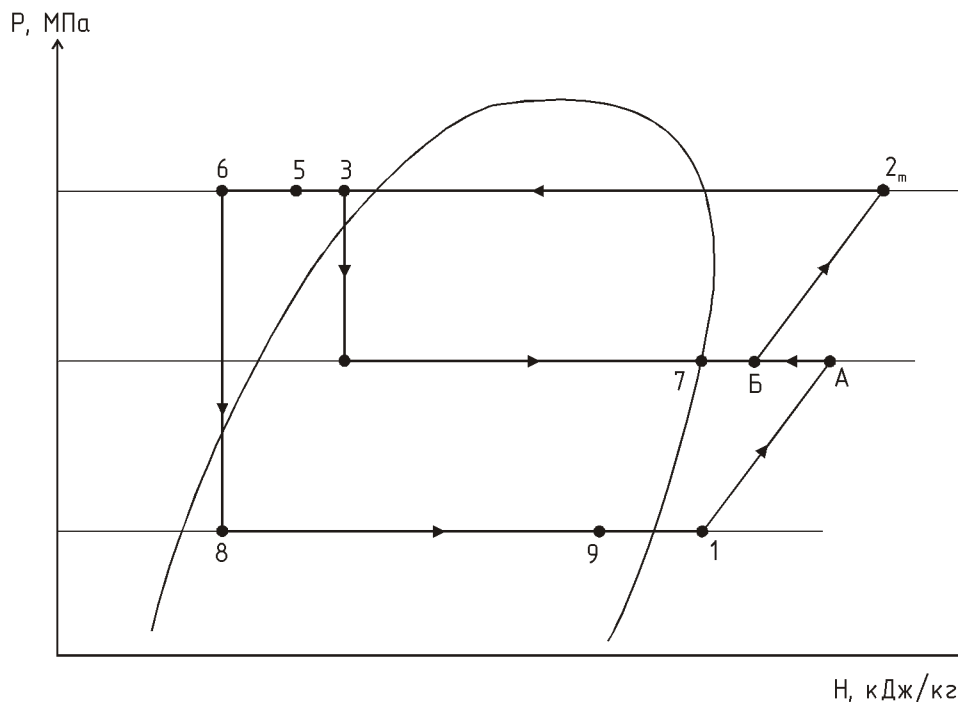


Рисунок 3.2. Схема гвинтової парокомпресорної холодильної машини

3. Маса витрата холодоагенту:

$$G_0 = Q_0 / q_0 = 214,5 / 182 = 1,179 \text{ кг/с.}$$

4. Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_0 = G_0 \cdot v_g = 1,179 \cdot 0,203 = 0,239 \text{ м}^3/\text{с.}$$

5. Витрата підсасуючої пари G_{np} визначається з температурного балансу проміжної посудини

$$G_{np}(i_7 - i_4) = G_0(i_3 - i_5),$$

а відносна кількість цієї пари

$$\alpha = \frac{G_{np}}{G_0} = \frac{i_3 - i_5}{i_7 - i_4} = \frac{248 - 205}{396 - 248} = 0,291.$$

6. Відношення тиску в ступінях компресора

$$\pi = \frac{P_k}{P_0} = \frac{0,966}{0,084} = 11,5.$$

7. Розрахунок реального процесу в мастилозаповненому компресорі зводиться до визначення ентальпії i_{2m} холодоагенту на виході з компресора. Спочатку розраховуємо дійсний сухий процес стиснення, а потім враховуємо мастило.

8. Робота стиснення в адіабатичному (ідеальному) процесі 1-A (див. схему 1.1)

$$l_{1A} = i_A - i_1 = 419 - 395 = 24 \text{ кДж/кг.}$$

9. Дійсна умовна робота в процесі 1-B (див. схему 1.1)

$$l_{1B} = \frac{l_{1A}}{\eta_e} = \frac{24}{0,58} = 41,5 \text{ кДж/кг,}$$

де η_e — ефективний ККД [5].

10. Ентальпія пари після стиснення в дійсному процесі

$$i_B = i_1 + l_{1B} = 395 + 41,5 = 436,5 \text{ кДж/кг.}$$

11. Ентальпія після проміжного підсосу пари (точка 7)

$$i = \frac{i_{1A} + \alpha \cdot i_7}{1 + \alpha} = \frac{419 + 0,291 \cdot 396}{1 + 0,291} = 414 \text{ кДж/кг.}$$

12. Робота стиснення в адіабатичному (ідеальному) процесі ГД (див. схему 1.1)

$$l_{ГД} = (1 + \alpha) \cdot (i_4 - i) = (1 + 0,291) \cdot (443 - 414) = 37,5 \text{ кДж/кг.}$$

13. Дійсна умовна робота в процесі Г-2_с (див. схему 1.1)

$$l_{Г2} = \frac{l_{ГД}}{\eta_e} = \frac{37,5}{0,58} = 64,5 \text{ кДж/кг.}$$

14. Ентальпія в кінці стиснення (точка 2_с) (див. схему 1.1)

$$i_{2с} = i + l_{Г2} = 414 + 64,5 = 478,5 \text{ кДж/кг.}$$

15. Значення температури холодоагента в кінці реального (з урахуванням мастила) процесу стиснення розраховуємо, враховуючи віддачу теплоти від холодоагента до мастила в компресорі (процес 2_с-2_м)

$$Q_{мс} = (1 + \alpha) \cdot G_0 \cdot C_{pR} \cdot (t_{2с} - t_{2м}),$$

а мастило отримує ту ж теплоту

$$Q_{мс} = G_m \cdot C_{pM} \cdot (t_{2м} - t_{1м}).$$

Знаходимо температуру мастила після стиснення хладагента, °C,

$$t_{2м} = (1 + \alpha) \cdot C_{pR} \cdot t_{2с} + g_m \cdot C_{pM} / (1 + \alpha) \cdot C_{pR} + g_m \cdot C_{pM},$$

де C_{pR} – теплоємність холодоагента; $C_{pR} = 1,08$ [3];

C_{pM} – теплоємність мастила ХА30; $C_{pM} = 2,0$ [3];

g_m – питома витрата мастила; $g_m = 2,3$ [3].

$$t_{2м} = (1 + 0,291) \cdot 1,08 \cdot 95 + 2,3 \cdot 2,0 / (1 + 0,291) \cdot 1,08 + 2,3 \cdot 2,0 = 45 \text{ °C.}$$

16. Кількість мастила необхідного для приску в компресор

$$G_m = g_m \cdot G_0 = 2,3 \cdot 1,179 = 2,710 \text{ м}^3/\text{с.}$$

17. Адіабатична потужність компресора

$$N_a = G_0 \cdot l_{Г2} = 1,179 \cdot 64,5 = 76,0 \text{ кВт.}$$

18. Ефективна потужність компресора

$$N_e = G_0 \cdot (l_{ГД} + l_{Г2}) = 1,179 \cdot (41,5 + 64,5) = 125 \text{ кВт.}$$

19. Індикаторна потужність компресора

$$N_i = N_e \cdot \eta_m = 125 \cdot 0,91 = 114 \text{ кВт,}$$

де η_m – механічний ККД; $\eta_m = 0,91$ [6].

20. Теоретичний холодильний коефіцієнт

$$\varepsilon = q_0 / (l_{ГД} + l_{Г2}) = 182 / (41,5 + 64,5) = 1,8.$$

21. Теплове навантаження на конденсатор

$$Q_k = G_0 \cdot (i_{2м} - i_5) = 1,179 \cdot (426 - 248) = 210 \text{ кВт.}$$

22. Теплове навантаження на проміжну посудину

$$Q_{пс} = G_0 \cdot \alpha \cdot (i_3 - i_5) = 1,179 \cdot 0,291 \cdot (248 - 205) = 14,8 \text{ кВт.}$$

23. Теплове навантаження на регенеративний теплообмінник

$$Q_{рто} = G_0 \cdot \alpha \cdot (i_5 - i_6) = 0,593 \cdot 0,291 \cdot (205 - 176) = 9,1 \text{ кВт.}$$

					КМР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 03.	Лист
						43
Змн.	Арк.	№ док-м.	Підпис	Дата		

3.2. Підбір холодильного компресора

3.2.1. Вибір і обґрунтування прийнятої конструкції компресора

Дваторотний гвинтовий компресор (рис. 3.3) складається з таких основних частин: корпус 1, два ротори 2, 3, опорний і напозлизовий підшипники, поршні для врівноваження осьових зусиль 4 і привод регулятора продуктивності 5. Ротори (гвинти) — це циліндричні косозубі великомодульні передачі із зубами спеціального профілю. Профілі зубів парних гвинтів, коли вони збігаються разом, теоретично з'єднуються без зазору. Коли гвинти обертаються, вершини зубців описують циліндричні поверхні, а також утворюють теоретично беззазорне з'єднання з корпусом. У реальних конструкціях між роторами, а також між роторами і корпусом є невеликі зазори. Ведучий гвинт, як правило, має чотири виступи, ведений — шість з рівними зовнішніми діаметрами роторів (рис. 3.4). Зубці по довжині ротора компресора не утворюють повного обороту. Всмоктувальні і нагнітальні вікна розташовані по діагоналі один до одного.

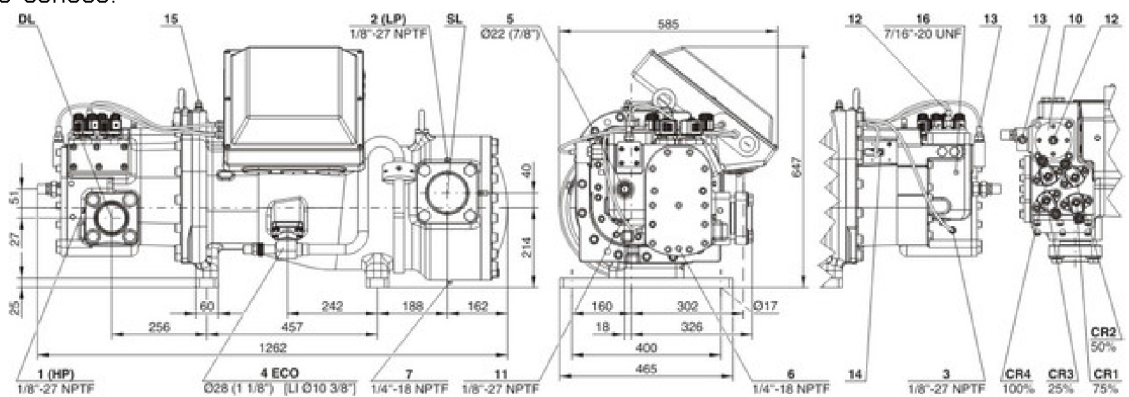


Рисунок 3.3. Схема двошаторного гвинтового компресора

Робочий цикл гвинтового компресора має чотири фази: всмоктування, перенесення, стиснення і нагнітання.

Всмоктування. Газ через всмоктувальне вікно заповнює порожнини між зубами роторів при їх обертанні і виході зубів із заціплення. Процес всмоктування продовжується до тих пір, поки кромки зубів ведучого і ведомого роторів, обмежуючи об'єм порожнини між зубами, поєднуються з кромками вікна всмоктування. Об'єм западин між зубами ведучого і ведомого роторів носить назву парної порожнини.

Перенесення. В процесі подальшого повороту роторів газ переноситься без зміни замкнутого об'єму парної порожнини у напрямі вікна нагнітання.

Стиснення. Тиск газу підвищується за рахунок зменшення замкнутого об'єму парної порожнини при обертанні роторів. Процес стиснення триває до моменту поєднання кромки зубів ведучого і ведомого роторів, що обмежують парну порожнину, з кромками вікна нагнітання.

Нагнітання. Газ (разом з мастилом) з об'єму, що зменшується, парної порожнини нагнітається через вікно нагнітання в нагнітальний патрубок. Якщо тиск в кінці стиснення менший тиску в нагнітальному патрубку, то відбувається зовнішнє дожимання газу до тиску нагнітання.

В корпус компресора уприскується охолоджене мастило, яке заповнює зазори між роторами і корпусом, а також забезпечує ущільнення по лінії контакту дотичних поверхонь зуба і западини.

					КМР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 03.	Лист
Змн.	Арк.	№ доцм.	Підпис	Дата		44

В результаті подачі мастила в робочу порожнину гвинтового компресора підвищується продуктивність (за рахунок зменшення внутрішніх перетічок), значно знижується температура пари при стисненні. Це дозволяє спростити конструкцію компресора, понизити частоту обертання, зменшити шум, збільшити допустиме відношення тиску, підвищити енергетичну ефективність, надійність і довговічність.

Гвинтові компресори мають переваги перед поршневими і відцентровими. На відміну від поршневих у гвинтових компресорів немає всмоктуючих клапанів, поворотно-поступальний частин, що рухаються, поверхонь, що труться, в циліндрі. Коефіцієнти подачі у гвинтових мастилозаповнених компресорів вище, ніж у поршневих, що обумовлено низькими дросельними втратами на стороні всмоктування і хорошим ущільненням зазорів. Термін служби гвинтових мастилозаповнених компресорів до капітального ремонту складає не менше 40 000 годин, міжремонтні терміни великі, регулювання продуктивності плавне і економічне. Проте гвинтові компресори дещо поступаються поршневим в енергетичній ефективності, зокрема через постійність внутрішнього ступеня стиснення. На відміну від відцентрових гвинтові холодильні компресори не мають помпажної зони; ступінь підвищення тиску в них не залежить від частоти обертання роторів; гвинтовий компресор можна використовувати для стиснення дудь-яких холодильних агентів (незалежно від їх молекулярної маси), не змінюючи при цьому його конструкцію.

До недоліків гвинтових мастилозаповнених компресорів відноситься наявність розвинутої системи змащення.

3.2.2. Підбір компресора

1. Теоретична об'ємна продуктивність

$$V_{\text{т}} = \frac{V_0}{\lambda} = \frac{0,239}{0,67} = 0,289 \text{ м}^3/\text{с, тобто } 1040 \text{ м}^3/\text{год},$$

де λ – коефіцієнт подачі компресора; $\lambda=0,67$ [3].

2. Діаметр зовнішньої кола ведучого гвинта, м,

$$d_1 = \sqrt{\frac{26,7 \cdot V_{\text{т}}}{\bar{L} \cdot U_1 \cdot z_1}},$$

де $\bar{L}$ – відносна довжина гвинта; $\bar{L}=1,35$ [3];

U_1 – окружна швидкість на зовнішньому колу гвинта; $U_1=45$ м/с [3, 4];

z_1 – число зубів на ведучому гвинті; $z_1=4$.

$$d_1 = \sqrt{\frac{26,7 \cdot 0,356}{1,35 \cdot 45 \cdot 4}} = 0,197 \text{ м.}$$

3. Довжина нарізної частини гвинта

$$L = d_1 \cdot \bar{L} = 0,197 \cdot 1,35 = 0,266 \text{ м.}$$

По одержаним даним підбираємо два гвинтових компресора фірми Bitzer марки HSN 8591-160 з об'ємною продуктивністю 535 м³/год. Основні характеристики компресора представлені в табл.3.2 [3].

					КМР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 03.	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м.	Підпис	Дата		45

Таблиця 3.2. Основні характеристики компресора Bitzer HSN 8591-160

Параметр	Характеристика
Бренд	Bitzer
Модельний ряд	HSN
Тип компресора	звинтовий
Температурний режим	низькотемпературний
Напруга живлення	380-400V / 50Hz / 3~
Об'ємна продуктивність	535 м³/год
Тип оливи	BSE170
Споживана потужність	170 кВт
Діаметр патрунків всмоктування	DN 100
Діаметр патрунків нагнітання	76 мм (3 1/8")
Розміри	1262x585x647 мм
Країна виробник	Германія

Опис звинтового компресора

Напівгерметичні звинтові компресори серії HS відрізняються енергоефективністю: високоефективні профілі і двигун, ефективно регулювання потужності, можлива робота з економайзером і без нього. Ці компресори працюють з R134a, R404a, R507a, R407c і R22; з R407a і R407f з низьким GWP (як альтернатива R404a і R507a). Компресори HSK використовуються для кондиціювання повітря та середньотемпературного охолодження, а HSN — для низькотемпературного охолодження.

Напівгерметичні звинтові компресори серії HS виробництва Bitzer оснащені всмоктуючим двигуном з газовим охолодженням, інтегрованим у контур холодоагенту. Завдяки універсальності у використанні різних холодоагентів, а також широкому робочому діапазону і широкому областям застосування ці компресори є ідеальним рішенням для використання на великих підприємствах і промисловості. Вони в основному використовуються в тих випадках, коли потрібна висока потужність охолодження. Компресори серії HS також призначені для використання в системах теплових насосів і холодильних установках.

Можливість паралельного підключення до центральних блоків компресорів як однієї, так і різних моделей забезпечує високі показники надійності та різні значення сумарної потужності установок.

3.3. Розрахунок і підбір теплообмінних апаратів та іншого устаткування

3.3.1. Розрахунок і підбір повітроохолоджувача

Тепловий розрахунок повітроохолоджувача зводиться до визначення загальної поверхні теплообміну, яка необхідна для відведення теплоприпливів з приміщень, що охолоджуються, м²,

$$F_{\text{по}} = Q_{\text{опо}} / (k_{\text{н}} \cdot \theta),$$

де $Q_{\text{опо}}$ – теплове навантаження на повітроохолоджувач в приміщенні, що охолоджується, Вт, (пункт 1.4.);

$k_{\text{н}}$ – коефіцієнт теплопередачі, віднесений до повної зовнішньої ребристої поверхні ПО; $k_{\text{н}} = 18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [15, ст. 32];

θ – повна різниця температур, °C,

$$\theta = \frac{t_{b1} - t_{b2}}{\ln \cdot \frac{t_{b1} - t_0}{t_{b2} - t_0}}$$

Підбір повітроохолоджувачів здійснюється для кожної групи приміщень, що охолоджуються (додаток 1. Теплової расчет испарителя-воздухоохладителя). Розрахунки загальної поверхні теплообміну та марки повітроохолоджувачів для кожної групи приміщень представлені в табл. 3.3.

Таблиця 3.3. Розрахунки загальної поверхні теплообміну

Групи приміщень, що охолоджуються	θ , °C	$Q_{\text{доп}}$, Вт	$F_{\text{по}}$, м ²	Марка ПО	n ПО, шт	$F_{\text{по}}/n$, м ²
Верхній твіндек №1	16	14280	49,9	ПОТ-40	1	49,9
Трюм і твіндек №1	7	29419	233,5	ПОМВ-125А	2	116,8
Трюм і твіндеку №2	7	57009	452,5	ПОМВ-125А	4	113,1
Трюм і твіндеку №3	7	58111	461,2	ПОМВ-125А	4	115,3
Трюм і твіндеку №4	7	59349	471,0	ПОМВ-125А	4	117,8

У верхньому твіндеку №1 встановлено повітроохолоджувачі марки ПОТ-40. Характеристики повітроохолоджувача наведено нижче [7, додаток 1]:

- площа теплообмінної поверхні50 м²;
- маса200 кг;
- діаметр теплообмінної трубки12х1,0 мм;
- місткість по холодоагенту0,011 м³;
- габаритні розміри (довжина × висота × ширина)1470×580×610 мм.

У всіх останніх групах приміщень, що охолоджуються встановлено повітроохолоджувачі марки ПОМВ-125А. У Трюмі №1 та нижньому твіндеку №1 встановлено 2 повітроохолоджувачі, у трюмах та твіндеках №2, №3, №4, встановлено по 4 повітроохолоджувачі. Технічні характеристики повітроохолоджувача марки ПОМВ-125А наведено нижче відповідно [7, додаток 1]:

- площа теплообмінної поверхні120 м²;
- діаметр теплообмінної трубки16х1 мм;
- товщина ребер0,4 мм;
- шаг ребер:
 - перші ряди трубок15,0 мм;
 - останні ряди трубок7,5 мм;
- габаритні розміри (довжина × висота × ширина).....1850×625×675 мм;
- маса300 кг;
- місткість по холодоагенту0,047 м³.

3.3.2. Підбір проміжної посудини

Для підбору проміжної посудини холодильної установки основною величиною, яка визначає її марку є площа теплопередаючої поверхні, m^2 ,

$$F_{nc} = Q_{nc} / (k \cdot \theta_{nc}),$$

де Q_{nc} – теплове навантаження на проміжну посудину, Вт, (пункт 1.5.);

k – коефіцієнт теплопередачі; $k=580 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ [7, ст. 181];

θ – теплове навантаження на проміжну посудину

$$\theta = (T_3 + T_5) / 2 - T_4 = (308 + 277) / 2 - 272 = 20,5 \text{ К.}$$

Знаходимо площу теплопередаючої поверхні

$$F_{nc} = 14,8 \cdot 10^3 / (580 \cdot 20,5) = 1,24 \text{ м}^2.$$

Підбираємо проміжну посудину марки 40ПС₃ [7, додаток 17], яка має площу теплопередаючої поверхні 1,75 m^2 . Так як теплове навантаження на проміжну посудину враховано для одного компресора, то кількість проміжних посудин становить 3 (дві встановлено для роботи основних компресорів, а одна для резервного).

3.3.3. Підбір регенеративного теплообмінника

Регенеративний теплообмінник підбирають по площі поверхні теплообміну, m^2 ,

$$F_{pmo} = Q_{pmo} / (k \cdot \theta_{pmo}),$$

де Q_{pmo} – теплове навантаження на регенеративний теплообмінник, Вт, (пункт 1.5.);

k – коефіцієнт теплопередачі; $k=280 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ [7, ст. 180];

θ – теплове навантаження на регенеративний теплообмінник

$$\theta = ((T_5 + T_6) - (T_7 + T_9)) / 2 = ((277 + 255) - (263 + 243)) / 2 = 9 \text{ К.}$$

Знаходимо площу поверхні теплообміну

$$F_{nc} = 9,1 \cdot 10^3 / (280 \cdot 9) = 3,6 \text{ м}^2.$$

Підбираємо вертикальний регенеративний теплообмінник марки МХМ-60 [7, додаток 16], з площею поверхні теплообміну 5,4 m^2 .

3.3.4. Підбір ресивера

Основним призначенням лінійного ресивера є накопичення рідкого холодоагенту, що конденсується в Кн, і створення нормальних умов його подачі у випарну систему. Ресивер підбираємо для випарної системи з температурою в приміщеннях, що охолоджуються -25°C .

Місткість лінійного ресивера визначається за формулою [14],

$$V_{л.р} = ((0,3 \dots 0,6) \cdot V_{вип} \cdot 1,2) / 0,5 = 0,6 \cdot 0,658 \cdot 1,2 / 0,5 = 0,948 \text{ м}^3,$$

де $V_{вип}$ – місткість випарної системи

$$V_{вип} = (2 \cdot 0,047) + 3 \cdot (4 \cdot 0,047) = 0,658 \text{ м}^3;$$

0,3...0,6 – коефіцієнт заповнення рідким холодоагентом для системи відповідно з верхньою і нижньою подачею;

1,2 – коефіцієнт запасу;

0,5 – коефіцієнт, що ураховує норму заповнення ресивера при експлуатації.

За розрахованою місткістю підбираємо лінійний ресивер марки РВ-2,5 тип ресивера: горизонтальний [7, додаток 23]:

– місткість 1,5 m^3 ;

– габаритні розміри, мм

					КМР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 03.	Лист
						48
Змн.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

довжина3790;
діаметр корпусу800;
товщина стінки8;
– маса700 кг.

Заповнення лінійного ресивера допускається не більше ніж на 80 %, робоче заповнення – 50 % [7].

3.3.5. Підбір іншого обладнання

Підбір мастиловідділювача, мастилозбірника, мастилоохолоджувача, фільтрів та осушувачів не потрібно, тому що в пункті 3.2. було підібрано компресорний агрегат до складу якого входить це обладнання.

3.3.6. Підбір трубопроводів

Трубопроводи суднових холодильних установок призначені для транспортування робочих середовищ до окремих вузлів, механізмів і апаратів установки.

Для хладонових трубопроводів застосовують мідні труби з умовним проходом $D_y=20$ мм, які з'єднуються за допомогою пайки або штуцерних з'єднань [14].

Матеріалом для прокладок хладонових трубопроводів служить пароніт. Для хладонових трубопроводів використовують також прокладки з міді і синтетичних матеріалів. Перед установкою паронітові прокладки змащують мастилом або покривають графітом, змішаним з мастилом.

3.4. Розміщення обладнання холодильної установки

3.4.1. Компонівка компресорного агрегата

В пункті 3.2. було описано компресорний агрегат до складу якого входить (рис. 3.6) горизонтальний мастилоохолоджувач 4, на корпусі якого розташовані всі елементи компресорного агрегата. Він представляє собою несучу конструкцію, на якому розміщені гвинтовий компресор 6 з електродвигуном 3, мастиловідділювач 2-ї ступені 1, який розташований вертикально, мастильний електронасос 2, фільтр 5 на вході газу в компресор, фільтр мастильний 7 тонкої очистки, та мастиловідділювач 1-ї ступені очистки 8. Також на цій конструкції розташовані щітні манометри і датчики, запорні та регулюючі вентилі.

3.4.2. Загальне розташування холодильної установки і її елементів на судні

Холодильне машинне відділення (XI) розташоване в ізолюваному приміщенні на верхній палубі між шпангоутами 67 і 76.

При розміщенні холодильного обладнання в РІ слід керуватися вимогами, передбаченими Правилами Реєстру України:

– розташування машин і обладнання має бути таким, щоб забезпечувалася вільний доступ до агрегатів і механізмів для їх розбирання, збирання, чищення;

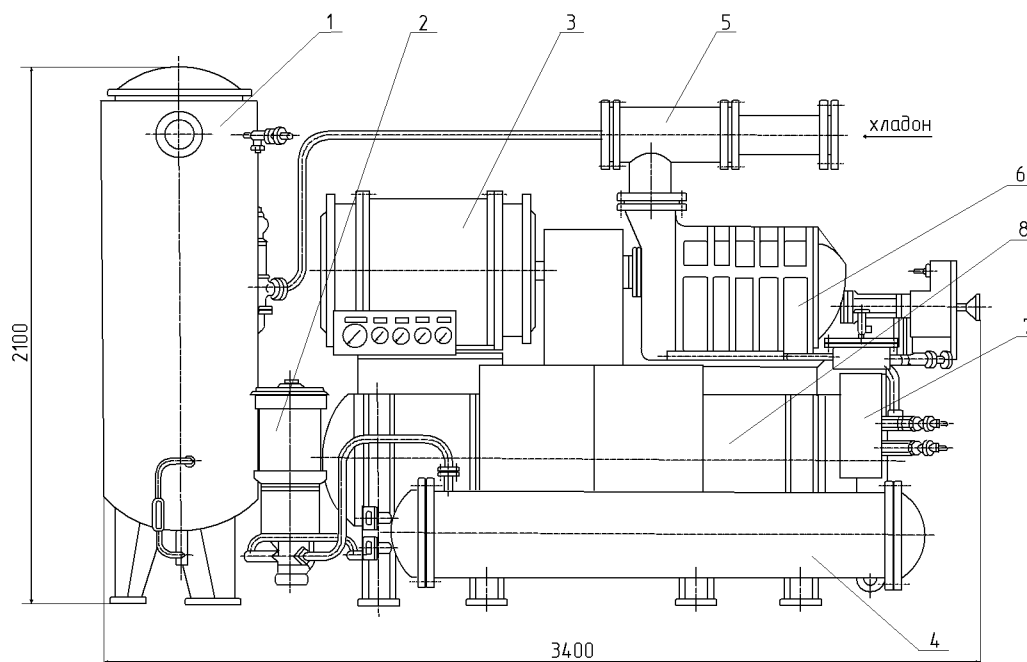


Рисунок 3.6. Судновий гвинтовий компресорний агрегат

- послідовність розміщення машин і апаратів в РІ повинна відповідати функціональній послідовності на схемі, щоб не допускати великих вигинів і перетинів трубопроводів;
- паралельно діючі вузли доцільно розміщувати один біля одного, послідовно підключаючи кожен з них до загальної схеми;
- елементи керування холодопостачанням в РІ, індикатори вимірювальних приладів, аварійні сигнали повинні бути виведені та зосереджені на пульті керування.

У РМВ розміщені компресорна установка, конденсаторні установки, що складаються з кожухотрубних конденсаторів і лінійних ресиверів, проміжні ємності і регенеративні теплообмінники. Для охолодження конденсаторів використовується морська вода. Станції розподілу холодоагенту розташовані в кормовій частині РМВ. Органи управління холодильною установкою розташовані на центральній панелі управління. Насоси, що обслуговують обладнання холодильної установки, розташовані між другим і третім трюмами.

3.5. Висновки з розділу

В даному розділі магістерської випускної роботи побудований цикл холодильної машини в $H-P$ діаграмі холодильного агента $R134a$, та проведений його розрахунок. Також був виконаний підбір холодильного компресора. По одержаним даним підбираємо два гвинтових компресора фірми Bitzer марки HSN 8591-160 з об'ємною продуктивністю $535 \text{ м}^3/\text{год}$. Проведено розрахунок теплообмінних апаратів та іншого устаткування.

Змн.	Арк.	№ док-м.	Підпис	Дата

КМР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 03.

Лист

50

4. Конструктивний розрахунок конденсатора

4.1. Тепловий розрахунок конденсатора

У суднових установках застосовують кожухотрубні і кожухотрубні конденсатори. У цих конденсаторах така ж картина конденсації пари спостерігається на пучку ребристих труб, усередині яких тече охолоджуюча морська вода. Перегріта пара надходить у фреоновий конденсатор, а переохолоджений конденсат тією чи іншою мірою виходить. Отже, теплове навантаження конденсатора складається з теплот перегріву, конденсації та переохолодження рідини, які відводяться у відповідних зонах конденсатора. Але тепловий розрахунок конденсатора виконується не для цих зон, а в цілому (в середньому), оскільки навіть в області перегрітої пари конденсація відбувається на трубах, що мають температуру нижче температури конденсації $t_{кон}$, а частка тепло, що відводиться в першій і третій зонах, невелике порівняно із загальним тепловим навантаженням [23].

Для розрахунку в даному проекті прийнято 2 кожухотрубних конденсатора (горизонтальних) тепловою потужністю 115 кВт кожен. У кожній з них зверху в трубний пучок подається пара холодоагенту, а знизу відводиться конденсат, вода рухається по трубках, здійснюючи кілька проходів в загальному напрямку знизу вгору.

1.) Попередній розрахунок

Для попередньої компоновки конденсатора необхідно орієнтовно оцінити поверхню теплообміну F_k за робочими значеннями коефіцієнта теплопередачі K_{vp} і питомого теплового потоку q_{vp} , віднесеного до поверхні труби внутрішнім діаметром d_{vn} .

2.) Вихідні дані [23]:

$t_{в1} = t_{зв} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ – температура охолоджуючої (забортної) води на вході в конденсатор;

$t_{кон} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ – температура конденсації хладагента (див. пункт 1.5);

$Q_{кон} = 115\text{ кВт}$ – загальне теплове навантаження на один конденсатор.

Масова витрата хладагента через конденсатор:

$$G = G_0 + (G_0 \cdot \alpha) = 0,593 + (0,593 \cdot 0,291) = 0,766\text{ кг/с}$$

Для суднових хладонових конденсаторів рекомендується трубка з накатними ребрами, мідна [3, 23]:

– внутрішній діаметр трубок $d_{вн} = 16,1\text{ мм}$;

– зовнішній діаметр трубок $d_{з} = 19,5\text{ мм}$;

– діаметр ребра $D_p = 26,4\text{ мм}$;

– крок ребра $S_p = 3,71\text{ мм}$;

– висота ребра $h_p = 3,45\text{ мм}$;

– товщина ребра:

в основі $\delta_{осн} = 0,94\text{ мм}$;

на торці $\delta_{т} = 0,74\text{ мм}$;

середня $\delta_{ср} = 0,84\text{ мм}$;

– ступінь оребрення $\beta = 3,82$;

– коефіцієнт оребрення $\beta' = 3,15$.

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 04.	Лист
						51
Змн.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

3.) Температура води на виході з конденсатора [3, 4]

$$t_{w2} = t_{w1} + (2...4) = 30 + 3 = 33 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

4.) Температурний напор в конденсаторі

$$\theta = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{\ln \frac{t_{\text{кон}} - t_{w1}}{t_{\text{кон}} - t_{w2}}} = \frac{33 - 30}{\ln \frac{35 - 30}{35 - 33}} = 3,27 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

5.) Орієнтовна поверхня теплообміну

$$F_k = \frac{10^3 \cdot Q_{\text{кон}} \cdot \eta_{\text{кон}}}{K_{\text{бн}} \cdot \theta} = \frac{10^3 \cdot 115 \cdot 1,05}{1800 \cdot 3,27} = 18,7 \text{ м}^2,$$

де $\eta_{\text{кон}}$ – коефіцієнт запасу поверхні (на ту, що заглушається частиною трубок при їх пошкодженні); $\eta_{\text{кон}} = 1,05$ [17];

$K_{\text{бн}}$ – коефіцієнт теплопередачі конденсатора; $K_{\text{бн}} = 800 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}$ [17].

6.) Загальна довжина трубок

$$L_{\text{тр}} = F_k / (\pi \cdot d_{\text{бн}}) = 18,7 / (\pi \cdot 16,1 \cdot 10^{-3}) = 370 \text{ м}.$$

7.) Приймаємо довжину однієї трубки

$$L_{\text{тр}} = 2,5 \text{ м}.$$

8.) Загальна кількість трубок в конденсаторі

$$n_{\text{тр}} = L_{\text{тр}} / L_{\text{тр}} = 370 / 2,5 = 148.$$

9.) Число трубок в одному ході

$$n_x = n_{\text{тр}} / z = 148 / 4 = 37.$$

де z – число ходів води; $z = 4$.

10.) Приймаємо кроки трубок у висоту (вертикалі) і у глибину (горизонталі) однаковими (ромбічний пучок) [17]

$$S_{\text{в}} = S_{\text{г}} = 1,28 \cdot D_p = 1,28 \cdot 26,4 \cdot 10^{-3} = 33,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

11.) Середнє число трубок у висоту [17]

$$n_p = 0,92 \cdot n_{\text{тр}}^{0,5} \cdot (S_{\text{г}}/S_{\text{в}})^{0,5} = 0,92 \cdot 148 \cdot (33,8 \cdot 10^{-3}/33,8 \cdot 10^{-3})^{0,5} = 12.$$

12.) Площа вертикальної поверхні ребер, приведена до 1 м труби [17]

$$F_{\text{в}} = 0,5 \cdot \pi \cdot (D_p^2 - d_3^2) / S_p = 0,5 \cdot \pi \cdot ([26,4 \cdot 10^{-3}]^2 - [19,5 \cdot 10^{-3}]^2) / 3,71 \cdot 10^{-3} = 0,134 \text{ м}.$$

13.) Площа горизонтальної поверхні міжреберних ділянок трубки і торців ребер, приведена до 1 м труби [17]

$$F_2 = \pi \cdot d_3 \cdot (1 - \delta_{\text{осн}}/S_p) + \pi \cdot D_p \cdot \delta_m / S_p = \pi \cdot 19,5 \cdot 10^{-3} \cdot (1 - 0,94 \cdot 10^{-3} / 3,71 \cdot 10^{-3}) + \pi \cdot 26,4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,74 \cdot 10^{-3} / 3,71 \cdot 10^{-3} = 0,051 \text{ м}.$$

14.) Повна оребрення поверхня, приведена до 1 м трубок [15]

$$F_{\text{ор}} = F_{\text{в}} + F_2 = 0,134 + 0,051 = 0,185 \text{ м}.$$

15.) Умовна висота ребра [17]

$$h_p' = 0,25 \cdot \pi \cdot (D_p^2 - d_3^2) / D_p = 0,25 \cdot \pi \cdot ([26,4 \cdot 10^{-3}]^2 - [19,5 \cdot 10^{-3}]^2) / 26,4 \cdot 10^{-3} = 9,42 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

16.) Поправочний коефіцієнт, що ураховує оребрення труби [17]

$$\psi_p = 1,1 \cdot (F_{\text{в}}/F_{\text{ор}}) \cdot E_p^{0,75} \cdot (d_3/h_p')^{0,25} + (F_2/F_{\text{ор}}) = 1,1 \cdot (0,134/0,185) \cdot 10,75 \cdot (19,5/9,42 \cdot 10^{-3})^{0,25} + (0,051/0,185) = 1,93.$$

де E_p – коефіцієнт ефективності ребра; для мідних трубок з накатними ребрами $E_p = 1$ [15].

17.) Поправочний множник, що ураховує стягання конденсату з торців ребер [17]

$$\psi_{\sigma} = 1 + 0,7 \cdot (\delta_m / S_p) = 1 + 0,7 \cdot (0,74 \cdot 10^{-3} / 3,71 \cdot 10^{-3}) = 1,14.$$

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 04.	Лист
						52
Змн.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

18.) Теплофізичні властивості рідкого хладагону визначаються за температурою конденсації $t_{\text{кон}} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ [2]:

- густина $\rho_R = 1083 \text{ кг/м}^3$;
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_R = 0,081 \text{ Вт/(м·К)}$;
- коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu_R = 0,266 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

19.) Середня температура охолоджуючої води

$$t_{\text{иср}} = (t_{\text{в1}} + t_{\text{в2}}) / 2 = (30 + 33) / 2 = 31,5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

20.) За $t_{\text{иср}}$ визначаємо теплофізичні властивості морської води [2]:

- густина $\rho_W = 995 \text{ кг/м}^3$;
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_W = 0,615 \text{ Вт/(м·К)}$;
- питома теплоємність $C_{pW} = 4,174 \text{ кДж/(кг·К)}$;
- коефіцієнт динамічної в'язкості $\nu_W = 779 \cdot 10^{-6} \text{ Па·с}$.

21.) Коефіцієнт, залежний від властивостей рідини [17]

$$B = 0,365 \cdot \lambda_W^{0,6} \cdot \rho_W^{0,8} \cdot (C_{pW} / \mu_W)^{0,4} = 0,365 \cdot 0,615^{0,6} \cdot 995^{0,8} \cdot (4,174 / 779 \cdot 10^{-6})^{0,4} = 2116.$$

22.) Масова витрата заборотної води через конденсатор

$$G_W = Q_{\text{кон}} / [C_{pW} \cdot (t_{\text{в2}} - t_{\text{в1}})] = 105 / [4,174 \cdot (33 - 30)] = 8,4 \text{ кг/с}.$$

23.) Швидкість води в трубі

$$w = \frac{V}{F_{\text{пр}}} = \frac{G_W / \rho_W}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2 / 4} = \frac{4 \cdot G_W}{\pi \cdot \rho_W \cdot d_{\text{вн}}^2} = \frac{4 \cdot 8,4}{\pi \cdot 995 \cdot 103 \cdot 16,1 \cdot 10^{-3}} = 0,5 \text{ м/с},$$

де V – об'ємна витрата охолоджуючої води, $\text{м}^3/\text{с}$;

$F_{\text{пр}}$ – площа поперечного перетину трубки, м^2 .

Згідно рекомендаціям [17] швидкість води в трубах не повинна перевищувати $w < 1,5 \text{ м/с}$.

24.) Дійсний тепловий потік в конденсаторі визначається при рівності теплових потоків від холодоагента до стіни і від стіни до води, тобто при перетині кривих $q_R = f(t_{\text{см}})$ і $q_W = f(t_{\text{см}})$. Даний метод називається графоаналітичним. Для цього вирішимо спільно два рівняння, Вт/м^2 :

– питомий тепловий потік з боку хладагону, віднесений до внутрішньої поверхні трубок [14]

$$q_R = 0,728 \cdot \left[\frac{g \cdot (H_2 - H_3) \cdot \rho_R \cdot \lambda_R^3}{\nu_R \cdot d_{\text{вн}}} \right]^{0,25} \cdot (t_{\text{кон}} - t_{\text{см}})^{0,75} \cdot \psi_p \cdot \psi_{\sigma} \cdot \eta_p^{-0,167} \cdot \beta;$$

– питомий тепловий потік з боку води [14]

$$q_W = \alpha_W \cdot (t_{\text{см}} - t_{\text{иср}}) = B \cdot (w^{0,8} / d_{\text{вн}}^{0,2}) \cdot (t_{\text{см}} - t_{\text{иср}}).$$

Результати розрахунків приведені на рис. 4.1.

25.) Коефіцієнт тепловіддачі хладагону при конденсації на зовнішній оребреній стіні,

$$\alpha_R = q_R / [(t_{\text{кон}} - t_{\text{см}}) \cdot \beta] = 2240 / [(35 - 34,3) \cdot 3,82] = 838 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

26.) Коефіцієнт тепловіддачі від стіни до води,

$$\alpha_W = q_W / (t_{\text{см}} - t_{\text{иср}}) = 2240 / (34,3 - 31,5) = 800 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 04.	Лист
						53
Змн.	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата		

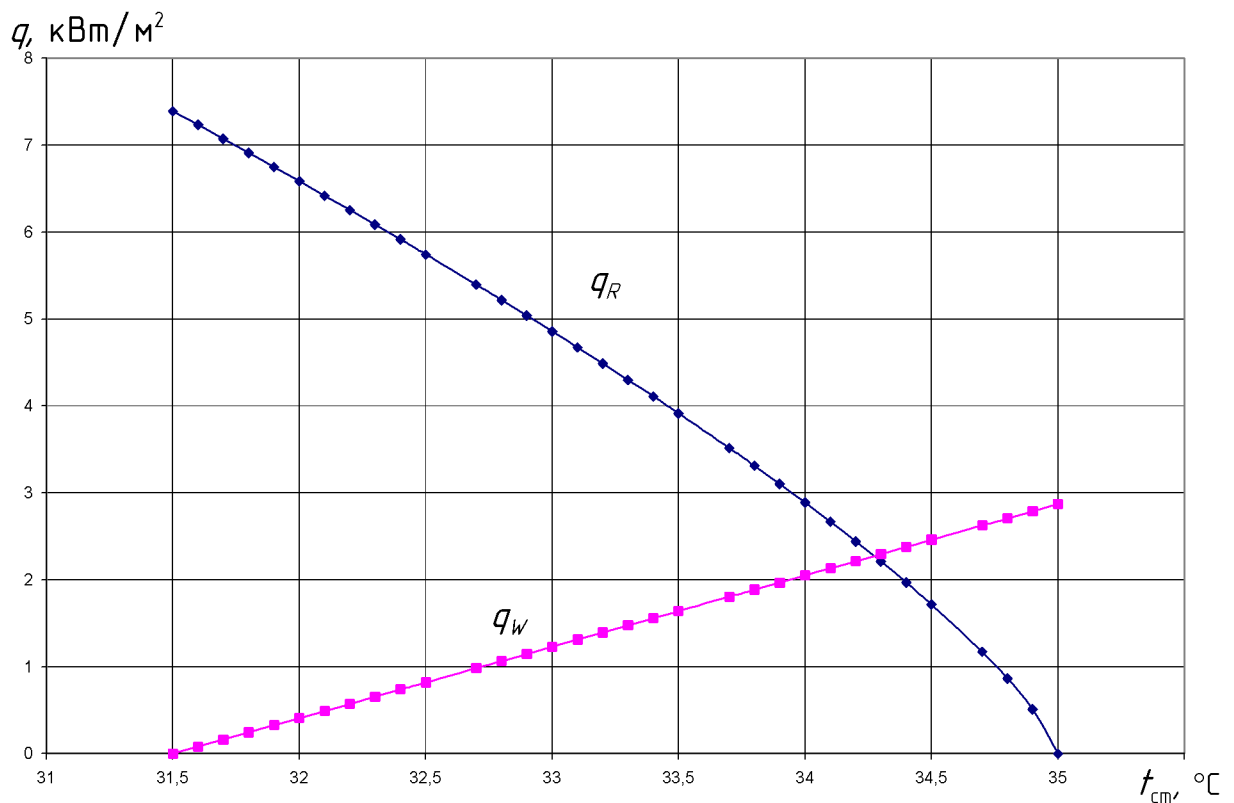


Рисунок 4.1. Розрахунок питомих теплових потоків

27.) Уточнюємо коефіцієнт теплопередачі конденсатора [14]

$$K_{\text{вн}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_R \cdot \beta} + \frac{R_{\text{нар}}}{\beta} + R_{\text{вн}} + \frac{1}{\alpha_W}} = \frac{1}{\frac{1}{838 \cdot 3,82} + 0 + 0,3 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{800}} = 1537 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

де $R_{\text{зоб}}$ – тепловий опір забруднень на зовнішніх (мастилом) поверхнях трубок, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; для хладонових конденсаторів воно не ураховується [14];

$R_{\text{вн}}$ – тепловий опір забруднень на внутрішній (відклади солі) поверхнях трубок, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$; $R_{\text{вн}} = 0,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ [14].

28.) Уточнюємо решту параметрів

$$F_{\kappa} = \frac{10^3 \cdot Q_{\text{кон}} \cdot \eta_{\text{кон}}}{K_{\text{вн}} \cdot \theta} = \frac{10^3 \cdot 105 \cdot 1,05}{1537 \cdot 3,27} = 21,9 \text{ м}^2;$$

$$L_{\text{тр}} = F_{\kappa} / (\pi \cdot d_{\text{вн}}) = 21,9 / (\pi \cdot 16,1 \cdot 10^{-3}) = 433 \text{ м};$$

$$n_{\text{тр}} = L_{\text{тр}} / l_{\text{тр}} = 433 / 2,5 = 172;$$

$$n_x = n_{\text{тр}} / Z = 172 / 4 = 43.$$

4.2. Гідравлічний розрахунок конденсатора

Для підбору циркуляційного водяного насоса системи охолодження необхідно визначити гідравлічні втрати в ній.

Значну частину загальних втрат напору представляє гідравлічний опір конденсатора, кПа,

$$\Delta P_w = \Sigma \Delta P_{\text{тр}} + \Sigma P_{\text{н}},$$

де $\Sigma \Delta P_{\text{тр}}$ – сума гідравлічних опорів тертя, кПа;

ΣP_m – сума місцевих опорів, кПа.

Знаючи розміри прохідних перетинів, швидкості води, довжини окремих ділянок, кількість і характер місцевих опорів, визначаємо повний опір [6]

$$\Delta P_w = (0,0145 \cdot l_{\text{пр}} / d_{\text{вн}} + 0,873) \cdot z \cdot w_w^2 \cdot \rho_w \cdot 10^{-3} = \\ = (0,0145 \cdot 2,5 / (16,1 \cdot 10^{-3}) + 0,873) \cdot 4 \cdot 0,5 \cdot 995 \cdot 10^{-3} = 7,20 \text{ кПа.}$$

4.3. Розрахунок конденсатора на міцність

Конденсатор розраховується за нормами Українського морського реєстра судноплавства.

Дані для розрахунку

$P_p = 2,019 \cdot 1,3 = 2,62$ МПа – розрахунковий тиск із запасом міцності;

$[\sigma_p] = 1,2$ МПа – напруження розтягування, що допускається;

$D_{\text{вн}} = 1,50$ м – внутрішній діаметр корпусу;

$\phi = 1$ – коефіцієнт міцності;

$c = 1,5$ мм – надбавка до розрахункової товщини.

Мінімальна товщина стіни корпусу,

$$\delta = P_p \cdot D_{\text{вн}} / (200 \cdot [\sigma_p] - \phi \cdot P_p) + c = 2,62 \cdot 1,5 / (200 \cdot 1,2 - 2,62) + 0,0015 = 0,00181 \text{ м.}$$

Мінімальна товщина трубної решітки,

$$\delta_p = 0,45 \cdot D_{\text{вн}} \sqrt{\frac{P_p}{100[\sigma_u] \cdot \phi}} + c = 0,45 \cdot 1,5 \cdot \sqrt{\frac{2,62}{100 \cdot 0,8 \cdot 1}} + 0,0015 = 0,124 \text{ м,}$$

де $[\sigma_u] = 0,8$ МПа – напруження на вигин, що допускається.

Перевірка напруження в зварному шві, що сполучає решітку з корпусом,

$$\sigma_p = P_p \cdot F_1 / (l \cdot \delta_p) < [\sigma_p] = 120 \text{ МПа}$$

де l – довжина зварного шва; $l = \pi D_{\text{вн}} = \pi \cdot 1,5 = 4,71$ м;

F_1 – площа, що сприймає зусилля від тиску,

$$F_1 = \pi(D_{\text{вн}}^2 / 4 - n d_n^2) = \pi(1,5^2 / 4 - 15 \cdot (19,5 \cdot 10^{-3})^2) = 1,75 \text{ м}^2.$$

$$\sigma_p = 2,62 \cdot 1,75 / (4,71 \cdot 0,124) = 7,85 \text{ МПа ;}$$

Напруження в зварному шві допустима.

Товщина днища відстойника.

$$\delta_{\text{від}} = 0,38 \cdot d_{\text{від}} \sqrt{\frac{P_p}{100[\sigma_p]}} + c = 0,38 \cdot 0,13 = 0,048 \text{ мм}$$

де $[\sigma_p] = 120$ МПа;

$d_{\text{від}} = 0,13$ м – діаметр відстойника.

Перевірка напруження в зварному шві, що сполучає днище відстойника з його корпусом,

$$\sigma_{\text{від}} = P_p \cdot F_2 / (l_{\text{від}} \cdot \delta_{\text{від}}) \leq [\sigma_p] = 120 \text{ МПа}$$

де $l_{\text{від}}$ – довжина зварного шва; $l_{\text{від}} = \pi d_{\text{від}} = \pi \cdot 0,13 = 0,408$ м;

$$F_2 = \pi d_{\text{від}}^2 / 4 = \pi \cdot 0,13^2 / 4 = 0,0133 \text{ м}^2.$$

$$\sigma_{\text{від}} = 2,62 \cdot 0,0133 / (0,408 \cdot 0,048) = 59,2 \text{ МПа.}$$

Напруження в зварному шві допустима.

Товщина кришки конденсатора

$$\delta_{\text{кр}} = 6 \cdot P_p \cdot D_{\text{кр}} / (200 \cdot [\sigma_p]) + c = 6 \cdot 60 \cdot 0,2 / (200 \cdot 80) + 0,0015 = 6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 04.	Лист
						55
Змн.	Арк.	№ док-м.	Підпис	Дата		

де $P_{кр}=60$ МПа – розрахунковий тиск води в конденсаторі;
 $[\sigma_p]=80$ МПа;
 $D_{кр}=0,2$ м – внутрішній діаметр кришки.

4.4 Розробка конструкції конденсатора

Конденсатор, що розробляється, є горизонтальним кожухотрубним апаратом із сталевюю обечайкою $D=640$ мм, довжиною 3000 мм. У середині обечайки розташовано 172 мідних накатних трубок внутрішнім діаметром 16,2 мм і завдовжки 2500 мм, развальцованні в решітках. До трубних решіток приєднані на болтах бронзові кришки з перегородками, що створюють 4 ходи води. Перегородки виконані так, щоб при заповненні труб водою, в них утворювалися трубні мішки. У верхній частині однієї з кришок поміщений клапан для випуску повітря. Кожух конденсатора забезпечений патрубками для підігріву пари, відведення рідини і підключення показчика рівня запобіжного клапана.

Кожух забезпечений лапами для кріплення конденсатора. По трубах протікає вода, а в міжтрубному просторі — пари хладону. Пара хладону подається компресором зверху, а відводиться з конденсатора знизу.

4.5. Висновки з розділу

В даному розділі магістерської кваліфікаційної роботи виконані конструктивний розрахунок конденсатора, проведені тепловий і гідрравлічний розрахунки конденсатора та розрахунок на міцність.

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 04.	Лист
						56
Змн.	Арк.	№ доцм.	Підпис	Дата		

5 Розробка технології монтажу елемента установки

5.1. Організація монтажних робіт

Монтаж холодильного обладнання – це комплекс робіт з його монтажу, налагодження та введення в експлуатацію.

Перед проведенням монтажних робіт необхідно ознайомитися з конструктивними особливостями і правилами установки обладнання. Транспортування холодильної установки до місця монтажу повинно здійснюватися відповідно до інструкцій щодо стропування, наведених в інструкції виробника.

Якщо прилади містять легкозаймисті елементи, зварювання в зоні встановлення приладів забороняється. У приміщенні не повинно бути розлитого масла та інших легкозаймистих речовин. Усі засоби пожежозасіння повинні бути перевірені та підготовлені.

Якщо існуючі фундаменти не відповідають встановленому новому агрегату, необхідна їх повна заміна. Монтаж обладнання, що не створює значних вібрацій, можна проводити на зварних каркасах, встановлених на існуючих фундаментах.

5.2. Вибір методу монтажу

Вибір способу монтажу включає: вибір типу компенсуючих ланок, розрахунок умов надійного кріплення вузла до опорної поверхні фундаменту (з найменшою трудомісткістю слюсарних і монтажних робіт).

Щоб підібрати оптимальний варіант кріплення, розберемо спосіб кріплення агрегату на найпоширеніші види компенсуючих ланок.

Сферичні самовстановлювані прокладки. При монтажі сферичних самовстановлюючих прокладок виключається трудомістка операція ручного проходження по листу, що в свою чергу підвищує технологічність даного способу монтажу. Однак складність виготовлення сферичних поверхонь знижує технологічність прокладок.

Регульовані клини. Використання регульованих клинів спрощує установку агрегату. Установчі клини складаються з двох металевих дисків, дотичних до площини з нахилом 1:20. Діаметр дисків визначається опорною поверхнею агрегату і фундаментом. Регулювання клинів по висоті досягається зміщенням верхнього клина відносно нижнього. Величина зміщення не повинна перевищувати 10 мм. Установка агрегату на регульовані клини є найбільш трудомістким процесом. Приймається з особливими вимогами до міцності кріплення і точності монтажу.

Пластикові прокладки. Компресорно-конденсаторні агрегати встановлені на пластик ФВМ, що виключає трудомісткі операції:

- обробка опорних поверхонь фундаменту;
- виготовлення та встановлення металевих прокладок на місце;
- за допомогою верстатів.

Широке застосування пластику ФВМ обмежено високою вартістю його компонентів.

Металеві прокладки. Установка компресорно-конденсаторної установки на металевих прокладках повинна забезпечувати надійне кріплення і мінімальну трудомісткість монтажу.

					ВМР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 05.	Лист
						57
Змн	Лист	№ Докум.	Підпис	Дата		

Металеві прокладки зберігають свої геометричні розміри і властивості при різних температурних умовах експлуатації. Для запобігання деформації механізмів при затягуванні фундаментних болтів необхідно забезпечити їх повне прилягання до опор. Це робиться шляхом ручного притирання фундаментних клинів. Металеві прокладки виготовлені зі сталі Ст.3.

Розміри прокладок підбираються конструктивно і перевіряються на питомий тиск, допустиме значення якого приймається в залежності від матеріалу ніжок механізму і прокладок. Ніжки агрегату виготовлені з чавуну, колодки Ст. 3. Допустимий тиск на колодки для цих умов складе $[P_{\text{дон}}] = 20 \text{ МПа}$.

5.3. Розрахунок діаметра болтів

Для нерухомого обладнання необхідно, щоб навантаження, які зміщують механізм по поверхні, були в два рази меншими ніж сили тертя від затяжки фундаментних болтів. Знаходимо сили, які діють на поверхні при експлуатації установки.

1. Сила, яка діє при крені судна, зв'язана з силою тяжіння, H ,

$$S1 = m \cdot g \cdot \sin 450,$$

де m – маса компресорно-конденсаторного агрегату; $m=500 \text{ кг}$;

g – прискорення вільного падіння; $g=9,81 \text{ м/с}^2$.

Тоді

$$S1 = 500 \cdot 9,81 \cdot 0,7 = 3433,5 \text{ Н.}$$

2. Ударні динамічні навантаження, що діють на судно і на механізми на фундаменті, H ,

$$S2 = k \cdot m \cdot g,$$

де k – коефіцієнт динамічного навантаження; $k=2$.

Тоді:

$$S2 = 2 \cdot 500 \cdot 9,81 = 9810 \text{ Н.}$$

3. Навантаження від інерційних сил при дортовій хитавиці судна, H ,

$$S3 = \frac{4 \cdot m \cdot g}{T^2} \cdot (0,008 \cdot l + 1,75),$$

де T – період хитавиці судна; $T=5 \text{ с}$;

l – відстань по висоті від центру тяжіння механізму до центру тяжіння судна;
 $l=250 \text{ см}$.

Тоді

$$S3 = \frac{4 \cdot 500 \cdot 9,81}{5^2} \cdot (0,008 \cdot 250 + 1,75) = 2943 \text{ Н.}$$

Нерухомість механізму забезпечують сили тертя, які виникають від сил затягування болтів

$$R < R_{\text{тр.}}$$

Сила тертя від затягуючих болтів дорівнює, H ,

$$R_{\text{тр}} = V_{\text{зат}} \cdot \mu \cdot 4,$$

де $V_{\text{зат}}$ – зусилля затяжного болта, $V_{\text{зат}}=43546 \text{ Н}$;

μ – коефіцієнт тертя; $\mu=(0,3 \dots 0,4)$; приймаємо $\mu=0,35$.

Тоді:

$$R_{\text{тр}} = 43546 \cdot 0,35 \cdot 4 = 60946 \text{ Н.}$$

					ВМР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 05.	Лист
Змн	Лист	№ Докум.	Підпис	Дата		58

$$R=S1+S2+S3=3433,5+9810+2943=16186,5<60946.$$

Площа тертя визначається за формулою, Н,

$$F_{\text{тр}} = n \cdot f \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot \sigma_{\text{зат}}.$$

де n – кількість болтів; $n=4$ (прийнято);

f – коефіцієнт тертя; $f=0,4$ [18];

$d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр болтів; $d_{\text{вн}}=0,017$ м [9];

$\sigma_{\text{зат}}$ – напруження затяжки болтів; $\sigma_{\text{зат}}=(0,6\ldots 0,8) \cdot \sigma_{\text{т}}$;

$\sigma_{\text{т}}$ – напруження текучості болта; $\sigma_{\text{т}}=240$ МПа [18].

Тоді

$$F_{\text{тр}} = 4 \cdot 0,4 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,017^2}{4} \cdot 240 \cdot 0,7 = 60981,3 \text{ Н.}$$

Перевіряємо умови нерухомості устаткування:

$$R < F_{\text{тр}} \quad 16186,5 \text{ Н} < 60981,3 \text{ Н.}$$

Ця умова виконується, а отже, болти були вибрані вірно.

Технологічні карти монтажних робіт із монтажу компресорно-конденсаторного агрегату заповнені у відповідності з вимогами монтажу.

5.4. Технічні вимоги до монтажу компресорно-конденсаторного агрегату

1. Допустимі відхилення координат фундаменту для агрегату:

– відстань від базових конструкцій до фундаменту може відрізнятися від зазначених на кресленні в мм;

– відстань від основної площини до опорної поверхні фундаменту може мати відхилення в мм

2. Під час остаточного монтажу допускається:

– відхилення координат від осевого фундаменту в мм;

– відхилення від горизонталі до 3 мм на 1 погонний метр.

3. Місця установки на фундаменті зачищаються до металевого блиску з подальшим фарбуванням.

4. Прокладки виготовлені з деревини твердих порід першого сорту по ГОСТ 9462-71. Тріщини в деревині не допускаються.

5. Прокладки повинні прилягати до фундаменту, щоб вони не хиталися.

Безпосередньо перед остаточним монтажем прокладки проварюють в олифі 2-3 години і фарбують.

7. Зазор між опорою агрегату та фундаментом повинен бути не менше 0,5 мм.

8. Свердління отвору у фундаменті виконується за шаблоном.

Шаблон орієнтують відносно осевих ліній фундаменту.

5.5. Висновки з розділу

В даному розділі магістерської роботи компресорно-конденсаторний агрегат встановлено на металеві колодки, розраховано діаметр болта.

					ВМР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 05.	Лист
Змн	Лист	№ Докум.	Підпис	Дата		59

6. Охорона праці

6.1 Аналіз потенційно небезпечних і шкідливих виробничих факторів у машинно-котельному відділенні судна

У цьому розділі представлені основні види небезпечних і шкідливих факторів, заходи щодо їх усунення.

Комплекс небезпечних і шкідливих факторів на виробництві призводить до загальної професійної захворюваності, а також до виробничого травматизму.

Для зменшення впливу шкідливих і небезпечних факторів на організм людини на проектуванні посудини передбачено ряд заходів.

6.1.1 Безпека посудин і установок, що працюють під тиском

Сучасні судини використовують стиснене повітря і водяну пару, що містяться в посудинах під тиском і трубопроводах. Проектована МВ посудина містить паросепаратор, допоміжну котельну установку, далони пускового повітря, компресори, кондиціонери та інші посудини під тиском. Нещасні випадки внаслідок несправності цього обладнання є найбільш небезпечними і супроводжуються тяжкими наслідками. Тому міцність конструкцій напірних установок повинна відповідати вимогам Морського реєстру.

Відповідно до вимог Морського реєстру посудини під тиском повинні відповідати наступним вимогам [26]:

- корпус судна повинен мати надійні опори для кріплення до фундаменту судна;
- кожна посудина повинна мати продувний пристрій;
- люкові отвори повинні розташовуватися поза зварними швами;
- зварні шви посудин повинні бути тільки стикові;
- міцність фланців, болтів, стінок, зварних швів повинна бути підтверджена Регістром судноплавства;
- падіння тиску при випробуванні на міцність не повинно перевищувати 0,3...0,5% протягом години від РІСП;
- тиск під час випробування на міцність для інших посудин становить:

$$P_{\text{вн}} = 1,5 P \quad \text{при } P \leq 0,5 \text{ МПа};$$

$$P_{\text{вн}} = 1,25 P, \quad \text{при } P > 0,5 \text{ МПа};$$

- посудини під тиском встановлені в місцях, які виключити скупчення людей.

Перед початком експлуатації судно повинно пройти технічний огляд інспектором Регістру судноплавства.

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 06.	Лист
						60
Змн.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

6.1.2 Електробезпека. Збільшення енергопостачання суден підвищує ризик ураження електричним струмом. Існує два види ураження електричним струмом:

- електричний опік – проходження струму через обмежену ділянку тіла (шкіра, внутрішні тканини);

- ураження електричним струмом – проходження струму через тіло людини.

Безпечним є змінний струм силою до 1,0 мА, частотою 50 Гц.

Як засоби індивідуального захисту передбачається використання діелектричних покриттів, гумових килимків, інструментів з ізольованими ручками.

На кораблі використовується небезпечний для життя людей змінний струм напругою 400 В, частотою 50 Гц. З метою забезпечення електробезпеки екіпажу необхідно дотримуватись наступних вимог ПВЕ та [26]:

- опір ізоляції обмоток електричних машин і трансформаторів відносно корпусу при потужності машин до 100 кВт, напругою до 500 В повинен бути не нижче 0,7 МОм;

- електричні кола постійного струму напругою понад 50 В і змінного струму понад 30 В повинні бути обладнані заземленням;

- опір пристроїв захисного заземлення не повинен перевищувати 4 Ом;

- стан ізоляції електричних машин, проводів, кабелів необхідно систематично контролювати і перевіряти не рідше одного разу на місяць [26].

6.1.3 Пожежна безпека. Пожежі в МВ можуть виникнути через несправності газоходів, недотримання правил зберігання паливно-мастильних матеріалів, накопичення паливно-мастильних матеріалів під палубою, несправності електрообладнання. Конструктивне рішення захисту: використання вогнестійких матеріалів і поділ судна на протипожежні зони. Передбачено такі системи та засоби пожежогасіння: об'ємно-хімічне та повітряно-пінне.

Технічні заходи з метою пожежної безпеки [26]:

- встановлено пожежну сигналізацію та оповіщення;

- передбачено два аварійних виходи з МВ;

- автономна система вентиляції в МВ.

- паливно-мастильні баки обладнані повітропроводами із запобіжними сітками та поплавцевими камерами;

- вихідні отвори повітропроводів розташовані в місцях, що виключають скупчення нафтопродуктів та їх парів;

- в МВ з двох сторін встановлені ящики з піском.

6.1.4 Безпека та експлуатація машин і механізмів. Для МВ характерна значна насиченість обладнанням майданчиків, переходів. Розташування механізмів і обладнання в МВ регламентується нормами і правилами Морського реєстру судноплавства:

- механізми та обладнання повинні бути змонтовані на міцних і міцних фундаментах. Кріплення механізмів повинно виключати саморозкручування;

- рухомі частини машин і механізмів повинні бути огорожені поручнями, стійками, щитами;

- МКВ повинен бути оснащений усім необхідним для надання першої медичної допомоги потерпілим;

- майданчики та трапи повинні бути огорожені огорожами висотою 1,1 м;

- підлоги в МВ повинні бути з рельєфного металу, а конструкція повинна забезпечувати безпеку ходіння по ним і можливість проходку повітря для вентиляції [26].

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 06.	Лист
						61
Змн.	Арк.	№ док-м.	Підпис	Дата		

6.1.5 Шум і вібрація. Джерелами шуму на судні є головний двигун, головна передача і механізми, що обслуговують СПП, коливання корпусу судна, хвилі і т. д. Шум – це сукупність звуків різної інтенсивності і частоти. Для проектного судна допустимі рівні шуму в діапазоні частот 63...800 Гц не повинні перевищувати 85 дБ. Зниження рівня шуму головного двигуна і головної трансмісії проектного судна досягається встановленням вихлопних систем парогенераторів, що працюють як глушники. Для зниження шуму використовують також кожухи та звукоізоляційні матеріали.

6.1.6 Освітлення. Гарне освітлення приміщень і робочих місць є одним із найважливіших факторів підвищення продуктивності праці, зниження травматизму та професійної захворюваності. Освітленість в МВ повинна відповідати санітарним нормам, тому що недостатнє освітлення викликає напругу очей. Освітленість в МВ повинна бути не менше 75 люкс [26].

Основні вимоги до освітлення СН: лампи встановлюються на висоті, що виключає ефект засліплення очей, арматура світильників заземлена, аварійне освітлення в СН повинно бути не менше 10% від основного, аварійне освітлення має бути стійким до вібраційний, вбудовано безпечний і пожегобезпечний.

6.1.7 Радіація. До шкідливих випромінювань належать теплові та електромагнітні випромінювання. Джерелом електромагнітного випромінювання є радіолокаційна станція, радіостанція. До джерел теплового випромінювання належать нагріті поверхні, машини, механізми, трубопроводи.

Інтенсивність високочастотного випромінювання не повинна перевищувати 10 Вт/м² з опроміненням близько двох годин на добу. Інтенсивність теплового випромінювання МВ становить 300...500 Вт/м² [24].

6.1.8 Шкідливі речовини. В результаті роботи МВ ГД, ДГ, ДК та механізмів, що обслуговують СЕС, виділяються шкідливі речовини, які впливають на стан повітряного середовища в МВ. Допустимі концентрації шкідливих газів у МВ: оксиду вуглецю – 20 мг/м³, бензолу – 5 мг/м³, діоксиду сірки – 10 мг/м³, парів палива – 30 мг/м³, оксиду азоту – 5 мг/м³, свинцю. пар – 0,01 мг/м³ [24].

6.2. Захист від негативного впливу шуму на організм людини

Методи і засоби захисту від шуму. Ефективне вирішення проблем захисту від шуму, вібрації, ультра- та інфразвуку досягається шляхом проведення комплексу заходів, що знижують інтенсивність шкідливих виробничих факторів у їх джерелах, на шляху розповсюдження. Зменшення інтенсивності шуму в джерелах забезпечує радикальне вирішення всіх цих проблем. Зменшення інтенсивності шуму на шляху поширення часто дешевше, ніж вирішення проблеми на джерелі, але досить ефективно [20].

Методи зниження шуму в енергетичних установках включають використання стаціонарних і пересувних шумоглушників поблизу всмоктувальних і випускних патрубків двигунів при їх випробуванні в наземних умовах. Стаціонарні глушники встановлюють на станціях випробування двигунів, на спеціальних майданчиках або в ангарах (боксах).

Методи зниження шуму від джерел, розташованих усередині приміщень, дуже різноманітні і залежать від типу обладнання. Наприклад, шум електричних машин можна зменшити:

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 06.	Лист
						62
Змн.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

- усуненням невірноваженості ротора, регулюванням підшипникових вузлів і щиткових контактів (для зменшення механічного шуму і вібрації);
- акустичною оптимізацією вентиляторів охолодження (наприклад, збільшенням зазорів, зменшенням діаметра гвинта й колової швидкості);
- усуненням асиметрії у магнітопроводах і обмотках, ослабленням інтенсивності перемінних радіальних магнітних сил низького порядку (для зменшення магнітного шуму і вібрації).

У випадку неможливості забезпечення колективного захисту робітників від впливу розглянутих факторів наведеними методами застосовуються засоби індивідуального захисту.

Засобами індивідуального захисту від шуму є протишумні шоломи, навушники і вкладиші. Застосування вкладишів допустимо при рівнях звуку не вище 100 дБА, навушників – 110 дБА, шоломів – 120 дБА [20].

При рівнях шуму вище 120 дБА, коли потрібен тотальний захист тіла людини, рекомендується одягати, крім шоломів, шумозахисний комбінезон, пояс і черевики.

Засоби захисту від вібрації у джерелах вібрації ґрунтуються на урівноважуванні діючих сил і моментів у машинах і механізмах, балансуванні обертових деталей, застосуванні матеріалів з підвищеним внутрішнім тертям, поліпшенні технології виготовлення і т. ін. Зниження рівня вібрації на шляху її поширення досягається застосуванням віброізолюючих конструкцій і вібродемпфуючих матеріалів і покриттів, а також віброгасників. Для забезпечення віброізоляції влаштовують розриви між елементами конструкції або усувають тверді зв'язки між ними, а також уникають подібності частот власних коливань системи і частот сил, що її збуджують. Підвіска двигунів літаків на пружних амортизаторах забезпечує зниження вібрації і шуму в кабінах у всіх смугах звукового спектру від 5 до 8 дБ [20].

Для вібропоглинання на відруючі елементи машини наносять в'язкі або пружні матеріали, яким притаманні значні внутрішні втрати. До таких матеріалів відносяться антивібрит, азат, сендвічні конструкції, СКЛ-25 та інш. Зниження вібрації таким чином досягає 2–10 дБ в смузі частот 31,5...8000 Гц [20].

Засобами індивідуального захисту від вібрації є: черевики, рукавиці, виготовлені із віброзахисних матеріалів цілком або в місцях з'єднання з відруючою поверхнею.

Захист від ультра- та інфразвука. Захист від ультразвукових коливань здійснюється тими ж методами, що і захист від шуму. Основну увагу потрібно приділяти усуненню безпосереднього контакту робітників з коливними середовищами. Ультразвукове технологічне устаткування ізолюють кожухами або звукоізолюючими камерами. Внутрішні поверхні камер облицьовуються звукопоглинаючими матеріалами. Робочі місця можна екранувати. Для поглинання енергії ультразвука рекомендуються матеріали, подібні до застосовуваних при зниженні шуму, але з більшою ефективністю на високих частотах.

Труднощі захисту від інфразвукових хвиль полягають в тому, що стіни і великі елементи конструкції починають відривати в ритмі інфразвука і не чинять йому ніякого опору. Інфразвук практично не послаблюється перешкодами, тому основною задачею захисту людини від шкідливого впливу інфразвука є виключення чи ослаблення його генерування в самому джерелі. Ефективними заходами від інфразвука є також застосування методів зниження вібрації.

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 06.	Лист
						63
Змн.	Арк.	№ док-м.	Підпис	Дата		

6.3 Розрахунок системи штучного освітлення машинного відділення

Згідно з Правилами морського реєстру і Санітарними правилами для морських суден допускається тільки електричне штучне освітлення [24].

Для загального освітлення суднових приміщень рекомендується використовувати газорозрядні джерела світла, переважно люмінесцентні лампи типу ЛБ.

Лампи розжарювання в основному використовуються:

- для місцевого освітлення;
- для освітлення приміщень з тимчасовим перебуванням;
- у вудухо- та пожежонебезпечних приміщеннях, а також в особливо вологих, заплених та хімічно активних середовищах;
- при неможливості використання люмінесцентного освітлення.

6.3.1 Вибір типу системи освітлення. Суднове освітлення поділяють на основне (робоче), переносне та аварійне.

Головне освітлення призначене для внутрішнього освітлення, відкритих палуб і надбудов. Цей тип мережі отримує живлення від основного джерела живлення GDS [27].

Аварійне освітлення призначене для тимчасового освітлення приміщень, де знаходиться обслуговуючий персонал, а також для створення умов для безпечного виходу людей з приміщень.

6.3.2 Вибір методу розрахунку освітлювальної установки. Розрахунок освітленості всередині приміщень проводиться за двома методами: методом коефіцієнта використання світлового потоку і точковим методом.

Метод коефіцієнта використання світлового потоку використовується для розрахунку загального рівномірного освітлення необхідної освітленості горизонтальної поверхні.

Точковий метод використовується для будь-якого розподілу освітлення на робочій поверхні, незалежно від місця розташування поверхневого освітлення: найчастіше він підходить для розрахунку освітленості відкритих палуб, дортових трапів і локального місцевого освітлення.

6.3.3 Розрахунок загального освітлення виробничого приміщення

Завдання. Зробити розрахунок загального освітлення виробничого приміщення. Довжина $A = 14$ м, ширина $B = 9$ м, висота $H = 3,5$ м. Висота робочої поверхні $h_o = 1$ м. Для освітлення приймаємо світильники типу УПМ-15. Мінімальна освітленість лампами розжарювання за нормами $E_{\min} = 100$ лк. Коефіцієнт відображення стелі $\rho_a = 70$ %, стін $\rho_c = 50$ %, робочої поверхні $\rho_o = 10$ %. Напруга мережі 220 В.

Рішення.

Відстань від стелі до робочої поверхні, м:

$$H_o = H - h_o = 3,5 - 1 = 2,5 \text{ м.}$$

Відстань від стелі до світильника, м:

$$h_c = 0,2 \cdot H_o = 0,2 \cdot 2,5 = 0,50 \text{ м.}$$

Висота підвішування світильника над освітлюваною поверхнею, м:

$$h = H_o - h_c = 2,5 - 0,50 = 2,00 \text{ м.}$$

Висота підвішування світильника над підлогою, м:

$$H_n = h + h_p = 2,00 + 1 = 3,00 \text{ м.}$$

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 06.	Лист
						64
Змн.	Арк.	№ докцм.	Підпис	Дата		

Для досягнення найбільшої рівномірності освітлення приймаємо відношення:

$$L/h = 1,5.$$

Тоді відстань між центром світильників, м:

$$L = 1,5 \cdot h = 1,5 \cdot 2,00 = 3,00 \text{ м.}$$

Необхідна кількість світильників

$$N = S/L^2 = A \cdot B / L^2 = 14 \cdot 9 / 3,00^2 = 14 \text{ шт.},$$

де $S = 126 \text{ м}^2$ — площа освітлюваного приміщення;

приймаємо $N=14$ світильників (два ряди по 7 світильників). Індекс приміщення:

$$i = \frac{A \cdot B}{h \cdot (A + B)} = \frac{14 \cdot 9}{2,00 \cdot (14 + 9)} = 2,7.$$

За табл. 22 [27] приймаємо $i = 2,5$; $\rho_n = 70 \%$, $\rho_c = 50 \%$, $\rho_d = 10 \%$ для світильника типу УПМ-15 коефіцієнт використання світлового потоку $\eta=0,54$.

Світловий потік однієї лампи, лм:

$$\Phi_p = \frac{E_{\min} \cdot S \cdot K_z \cdot Z}{N \cdot \eta} = \frac{100 \cdot 126 \cdot 1,3 \cdot 1,15}{14 \cdot 0,54} = 2491 \text{ лм.}$$

де $K_z = 1,3$ з табл. 5 [27];

$Z = 1,15$ для ламп розжарювання [27].

За знайденим світловим потоком з табл. 16 [27] вибираємо лампу Г215-225-200 потужністю 200 Вт, що має світловий потік 2920 лм, найбільш близький до розрахункового.

При цьому фактична освітленість, лк:

$$E_{\Phi} = E_{\min} \frac{\Phi_n}{\Phi_p} = 100 \frac{2920}{2491} = 117 \text{ лк.}$$

Загальна потужність освітлювальної установки, кВт:

$$P_3 = P_n N = 200 \cdot 14 = 2800 \text{ Вт} = 2,8 \text{ кВт.}$$

6.4 Висновки з розділу

На секції розглянуто нормативно-правову базу з охорони праці; проведено аналіз потенційно небезпечних і шкідливих факторів у приміщеннях МВ та розроблено заходи щодо забезпечення безпечних умов праці.

В індивідуальному завданні було розглянуто питання «Захист від негативного впливу шуму на організм людини».

Розрахунок системи штучного освітлення МВ показав, що для загального освітлення приміщення площею $S = 225 \text{ м}^2$ необхідно встановити 14 світильників з лампою розжарювання Г215-225-200. Розрахункова потужність 2,8 кВт.

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 06.	Лист
						65
Змн.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		

7 Економічне обґрунтування проектних рішень

7.1. Вибір порівнюваних варіантів проектних рішень

Метою економічного обґрунтування є визначення доцільності реалізації технічних рішень, прийнятих при проектуванні установки, і ступеня їх впливу на техніко-економічні показники установки.

За основу для порівняння при розрахунку економічного ефекту від використання проекрованої установки беремо показники змінної холодильної установки пробізорних камер цієї ємності.

7.2. Вибір порівняльного критерію ефективності

За критерій порівняльної ефективності беремо показник приведених витрат.

$$Z = C + E_n \cdot K \text{ у.з.о.}$$

де C – собівартість поточних витрат на виробництво 1 кВт·год холоду, у.о;

E – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень, $E=0,15$;

K – питомі (на 1 кВт·год) капітальні вкладення в установку у.о.

Для кількісної оцінки порівняльної ефективності проектних рішень поточні та капітальні витрати у виразі необхідно представити у вигляді:

$$Z = \sum_{j=1}^n C_j$$

$$R = \sum_{j=1}^m R_j$$

де n – кількість становлячи експлуатаційних витрат на установку (амортизаційні відрахування, витрати на електроенергію, хладагент)

m – кількість елементів в установці.

7.3. Визначення вартісних характеристик і експлуатаційних витрат

Визначимо капітальні вкладення

Базою для наближеної оцінки цих витрат у проекті є вартість основного устаткування. Капітальні вкладення на технологічні трубопроводи і арматуру застосовуються в розмірі 4 %, на ізоляцію встаткування і металопродукцію кожуха — 6 %, на електротехнічне устаткування 1 — 2 %, контрольно-вимірювальні прилади і засоби автоматики 1 — 5 % від базової величини.

Вартість основного встаткування ХУ становить, у.о.,

$$K_{\text{осн.од}} = zK_{\text{кн}} + hK_{\text{кн}} + iK_{\text{п0}} + jK_5 + KX_3$$

де z, h, i, j – кількість складових елементів СХУ.

$$K_x = M_x \cdot Y_x$$

де M_x – маса хладагента, кг;

Y_x – ціна хладагента, у.о.

Базовий варіант

$$K_{осн.пр} = 2(150+130+20)+3\cdot300+4\cdot500+2\cdot390+120\cdot1,8 = 6292 \text{ у.о.}$$

Капітальні витрати на технологічні трубопроводи і арматуру;

$$K_{тр} = 6292 \cdot 0,04 = 251,65 \text{ у.о.}$$

Капітальні витрати на ізоляцію устаткування й металоконструкцію кожуха;

$$K_{із} = 6292 \cdot 0,06 = 377,47 \text{ у.о.}$$

Капітальні витрати на контрольно-вимірювальні прилади і устаткування;

$$K_{кпр} = 6292 \cdot 0,01 = 62,92 \text{ у.о.}$$

$$K_{кап.зат} = (K_{осн.об} + K_{тр} + K_{із} + K_{ел.об} + K_{кпр} + K_{шт}) \cdot 1,08 = 1,08 (6292 + 251,65 + 377,77 + 62,92 + 62,92 + 188,74) = 7813,67 \text{ у.о.}$$

Проектний варіант

$$K_{осн.обр} = 2\cdot470+3\cdot200+350\cdot2+280\cdot54+4\cdot130+54\cdot2,7 = 4859 \text{ у.о.};$$

$$K_{тр} = 4859 \cdot 0,04 = 194,36 \text{ у.о.};$$

$$K_{ел.об} = 4859 \cdot 0,01 = 48,59 \text{ у.о.};$$

$$K_{обт} = 4859 \cdot 0,04 = 194,36 \text{ у.о.};$$

Визначення поточних витрат по порівнюваних варіантах

Собівартість установки – це сума амортизаційних відрахувань і витрат споживача (витрати на електроенергію, обслуговування, зміст устаткування, займаного приміщення і поповнення холодильного агента).

Прийmemo амортизаційні відрахування базової і проектової установки рівними і подальшому розрахунку не враховуємо. З витрат споживачеві визначенню підлягають витрати на електроенергію і поповнення холодильного агента, так як все інше в проектованій установці не зміниться.

Витрати на споживаючу електроенергію, у.о.,

$$З_{эл} = N_{потр} \cdot T \cdot Ц_{эл}$$

де $N_{потр}$ – споживана потужність, кВт;

T – річний фонд часу роботи устаткування;

$Ц_{эл}$ – тариф за 1 кВт електроенергії.

Витрати на поповнення ХА, у.з.о.,

$$З_x = M_x \cdot Ц_x \cdot K_x,$$

де M_x – маса холодильного агента при повному обсязі заповнення, кг;

K_x – коефіцієнт, що враховує щорічне поповнення ХА, $K_x = 0,1$;

$Ц_x$ – вартість хладагента, у.о.

Сумарний експлуатаційні витрати H по порівнюваним варіантам.

$$H_e = З_{эл} + З_x$$

Базова установка

Споживачі електроенергії в установці – компресори.

$$З_{эл} = 11,52 \cdot 3933,6 \cdot 0,15 = 6797,26 \text{ у.о.};$$

$$З_x = 120 \cdot 1,8 \cdot 0,1 = 21,6 \text{ у.о.};$$

$$H_e = 6797,26 + 21,6 = 6818,86 \text{ у.о.}$$

Проектний варіант

$$З_{ха} = 14,4 \cdot 2240,97 \cdot 0,15 = 4840,49 \text{ у.о.};$$

$$З_x = 54 \cdot 2,7 \cdot 0,1 = 14,58 \text{ у.о.};$$

$$H_m = 4840,49 + 14,58 = 4855,07 \text{ у.о.}$$

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 07.	Лист
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

7.4 Розрахунок критерію й визначення ефективності проектних рішень

При проектуванні СХУ кращі варіанти рішень здійснюються на основі економічного ефекту. Річний економічний ефект – це сумарна економія всіх виробничих ресурсів в результаті виробництва і експлуатації нової техніки.

$$E_p = [(C_1 + E_n K_1) - (C_2 + E_n K_2)] A_2;$$

де A_2 – річний обсяг виробництва нової установки, $A_2 = 1$.

Тоді:

$$E_p = C_1 - C_2 + E_n (K_1 - K_2)$$

$$E_p = 6818,86 - 4855,07 + 0,15 (7813,67 - 6087,35) = 1397,3 \text{ у.о.}$$

При установці нової проектованої судової холодильної установки замість базової, економічний ефект складає 1397 у.о. на рік.

7.5. Висновки з розділу

У проектуванні судової холодильної установці сальниковий компресор замінено на гвинтовий, холодоагент R 22 замінено на R134a, а в деяких камерах встановлено повітроохолоджувачі з меншою площею теплообміну і розмірами, ніж у базового. Отримана установка більш екологічна, менш металомістка і дорога.

При встановленні судової рефрижераторної установки нової конструкції замість базової економічний ефект становить 1397 доларів США на рік.

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 07.	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м.	Підпис	Дата		68

Висновок

В даній роботі спроектована холодильна установка для трюмів транспортного рефрижератора "Gold Coast" дедвейтом $Dw=7690$ т.

У першому розділі виконаний вибір ізоляційних конструкцій огорож приміщень, що охолоджуються та проведений розрахунок теплоприпливів у трюми та твіндеки, що складає $Q_{зберіз}=195$ кВт.

У другому розділі випускної роботи було визначено динаміку заморожування шару льоду на охолоджуючих поверхнях з температурою до $t_0 = -30$ °C, та визначення залежності інтенсивності росту товщини льодової корки і коефіцієнта теплопередачі, що впливає на енергетичну ефективність холодильної установки.

Встановлено, що розмороження (відтаювання) охолоджуючої поверхні на якій утворюється шар льоду з температурою до $t_0 = -30$ °C слід проводити не частіше 30...40 діб.

У третьому розділі побудований цикл холодильної машини в p, h – діаграмі і проведений його розрахунок. По одержаним даним підбираємо два звинтових компресора фірми Bitzer марки HSN 8591-160 з об'ємною продуктивністю 535 м³/год. Загальна холодопродуктивність дорівнює $Q_0 = 216,1$ кВт. Теоретичний холодильний коефіцієнт дорівнює $\varepsilon = 1,8$. Також були підібрані апарати охолодження та інше устаткування для приміщень, що охолоджуються.

У четвертому розділі виконаний конструктивний розрахунок одного з двох конденсаторів, проведені тепловий гідравлічний розрахунки конденсатора та розрахунок на міцність. Кількість трубок для охолоджуючої води складає 172 шт з довжиною 2500 мм. Поверхня теплообміну конденсатора складає $21,9$ м². Кількість ходів охолоджуючої води складає $z=4$. Теплове навантаження на конденсатор становить $Q_k = 115$ кВт.

Як холодоносії був узятий хладон R-134a, оскільки це найбільш економічний варіант на сьогоднішній день.

У п'ятому розділі розроблено монтаж компресорно-конденсаторного агрегату.

У розділі, що стосується охорони праці були розглянуті потенційно небезпечні і шкідливі виробничі фактори у машинному відділенні судна, та при роботі з холодильним обладнанням.

					КР. 142. 6257м. 07. ПЗ. 07. 00.	Лист
Змн.	Арк.	№ доцм.	Підпис	Дата		69

Список використаних літературних джерел:

1. Компресор холодильний Bitzer HSN 8591-160. — Режим доступу: https://ikrtech.com.ua/ua/p967568875-kompressor-holodilnyj-bitzer.html?srsId=AfmBOorl43G7DhJlWh-Y1SAV_b2gH5xIW3PKeG8F_eVYNrhOQLCMLsr_.
2. Лазовський А.П. Основи холодильних технологій: навчальний посібник / А.П. Лазовський, О.М. Іванов. — Суми: Університетська книга, 2015. — 149 с.
3. Методичні вказівки з виконання випускної бакалаврської роботи з напрямку 6.050604 “Енергомашинобудування” зі спеціальності “Холодильні машини і установки” / М.І. Радченко, І.П. Єсін, Ф.О. Чезринцев, О.В. Литош. — Миколаїв: НУК. — 2013 р. — 28 с.
4. Радченко М.І. Суднові холодильні машини: Навчальний посібник [друк] / М.І. Радченко, О.О. Лехмус. — Миколаїв: НУК. — 2015. — 392 с.
5. Загоруйко В.О., Голіков О.А. Суднова холодильна техніка: Підручник. — К.: Наукова думка, 2002.
6. Радченко М.І. Суднові холодильні машини: навчальний посібник / М.І. Радченко, О.О. Лехмус. — Миколаїв: НУК. — 2015. — 392 с.
7. Мелейчук С.С. Монтаж, експлуатація, обслуговування холодильних і тепло насосних установок: навчальний посібник / С.С. Мелейчук, В.М. Арсеньєв. — Суми: СДУ, 2011. — 183 с.
8. Hundy G.F. Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps. / G.F. Hundy, A.R. Trott and T.C. Welch. — Butterworth-Heinemann: Elsevier Ltd, March 2, 2016 (5th Edition). — 510 p.
9. Розрахунки з дисципліни «Теплотехнологічні процеси та установки»: Навчальний посібник / Луняка К.В., Димо Б.В., Андреева Н.Б., Калініченко І.В. — Херсон: ХНТУ, 2018. □ 166 с.
10. Розрахунок суднової холодильної установки / А.А.Андреев, І.П.Єсін, Ю.В.Захаров, А.О.Моря, М.І.Радченко; За редакцією доктора технічних наук, професора Ю.В.Захарова. — Миколаїв: УДМТУ, 2003. — 88 с.
11. Теплообмінники суднових систем кондиціонування та рефрижерації: навчальний посібник / М.І. Радченко, А.М. Радченко, Д.В. Коновалов, Р.М. Радченко. — Миколаїв: НУК, 2014. — 260 с.
12. Самохвалов В.С. Вторинні енергетичні ресурси та енергозбереження на судах: навчальний посібник / В.С. Самохвалов, Д.В. Коновалов, М.Ю. Базненко та ін. / За заг. ред. В.С. Самохвалова. — Миколаїв: Іліон, 2016. — 430 с.
13. Франів А. Фізика низьких температур: навч. посібник / А. Франів, В. Стадник, В. Курляк. — Львів: ЛНУ імені Івана Франка, 2016. — 362 с.
14. Розрахунок суднової холодильної установки: Методичні вказівки / А.А. Андреев, І.П. Єсін, Ю.В. Захаров, А.О. Моря, М.І. Радченко; За ред. д-ра техн. наук, проф. Ю.В. Захарова. — Миколаїв: — Вид-во МДГУ ім. П. Могили. — 2003. — 80 с.
15. Холодильні установки рефрижераторного рухомого складу: Навчальний посібник / І.Є. Мартинов, В.М. Іщенко, Н.С. Брайковська та ін. — Харків: УкрДАЗТ, 2013. — 134 с.
16. CoolPack IPU. — Електронні дані. — Режим доступу: <https://www.ipu.dk/products/coolpack/>
17. Sabroe Products 2023. Creating customer confidens. — 84 p. — Режим доступу <http://www.sabroe.com>.
18. Сирота А.А. Розрахунок теплоізоляції й визначення холодовиробництва холодильної установки рефрижераторних суден: Навчальний посібник [друк] / Миколаїв: — 1979. — 50 с.

					КР. 142. 5257м. 07. ПЗ. 07. 00.	Лист
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

19. *Гапонів С.А., Лехмус О.О., Журавльов Г.Б.* Проектування і розрахунок теплової ізоляції суднових рефрижераторних приміщень. – Ч.І. Ізоляційні матеріали і конструкції: Навчальний посібник. [друк] / Миколаїв: – УДМТУ. – 2003. – 44 с.
20. Холодильні установки рефрижераторного рухомого складу: Навчальний посібник / І.Є. Мартинов, В.М. Іщенко, Н.С. Браїнковська та ін. – Харків: УкрДАЗТ, 2013. – 134 с.
21. *Жилинский К.Я.* Суднова теплоізоляція, Навчальний посібник / Судпромлиз: – 1984 – 406 с.
22. Gorbov V.M., Serbin S.I., Mitienkova V.S. Marine Engineering Encyclopedia: Study Guide / editing by V.M. Gorbov. – Mykolaiv: publisher Torubara V.V., 2017. – 200 p.
23. Ялпачик В.Ф. Практикум з курсу «Холодильне устаткування»: Навчальний посібник / Ялпачик В.Ф., Стручаєв М.І., Ялпачик Ф.Ю. – Мелітополь, 2014 – 111 с.
24. Методичні рекомендації до виконання розділу "Охорона праці" у бакалаврських випускних роботах (проектах) О.В. Щедролосєв, Г.В. Додонова, А.М. Мозговий, В.В. Савельєв. – Миколаїв: НУК, 2012, 25 с.
25. *Жидецький В.Ц.* Основи охорони праці. Підручник. – Львів: Афіша, 2002. – 320 с.
26. Суднова енергетика та Світовий океан: Підручник/ *В.М. Горбов, І.О. Ратушняк, Е.І. Трушляков, О.К. Чередніченко*, За ред. *В.М. Горбова*. – Миколаїв: НУК, 2007. – 596 с.
27. *Тубальцев А.М.* Виробниче освітлення та його розрахунок: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2001. – 84 с.

					КР. 142. 5257м. 07. ПЗ. 07. 00.	Лист
Змн.	Арк.	№ док-м.	Підпис	Дата		71