

Міністерство освіти і науки України  
Одеський національний технологічний університет  
Кафедра холодильних установок і кондиціонування повітря



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА  
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

на тему: Проект системи холодопостачання рефрежераторного судна  
для транспортування продуктів

Здобувача Джосан М.В.

2 курсу ЕН-141 групи

Керівник д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

Консультанти: д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

**Кваліфікаційна робота допускається до захисту**

Рішення кафедри від 31.05.2024 р. протокол № 12

Завідувач кафедри ХУКП Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2024 рік

# ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет	Низькотемпературної техніки та інженерної механіки
Кафедра	Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти	Бакалавр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма	Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Зав. кафедри д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

«01» березня 2024 року

## ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Джосан Максим Віталійович

1. Тема роботи Проект системи холодопостачання рефрежераторного судна для транспортування продуктів

Затверджена наказом ОНТУ від 31.08.2023 р. наказ № 487-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 31.05.2024 р.

3. Вихідні дані роботи

Внутрішній робочий об'єм холодильної камери складає 636 дм<sup>3</sup>.

Передбачано використання камери зберігання фруктів робочим об'ємом 6300 дм<sup>3</sup> з температурним режимом +12°C передбачається тривале зберігання охолоджених фруктів. Ізоляційний матеріал – пінополістирол. Як робоче тіло було прийнято суміш фторвуглеводнів (R407c)

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Реферат, Вступ, 1. Аналіз і техніко-економічне обґрунтування проєкту,

2. Розрахунок елементів конструкції холодильника, 3. Розрахунок

повітроохолоджувача, 4. Розрахунок повітряного конденсатора, 5. Охорона праці,

Список використаної літератури.

5. Перелік графічного матеріалу Презентація в PowerPoint

6. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.	13.05.2024	17.05.2024

7. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_ 01.03.2024 р.

Керівник \_\_\_\_\_ Хмельнюк М.Г.

Завдання прийняв до виконання \_\_\_\_\_ Джосан М.В.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	29.05-30.05.2024	виконано
2	Вступ	17.03-20.03.2024	виконано
3	Аналіз і техніко-економічне обґрунтування проєкту	21.03-25.04.2024	виконано
4	Розрахунок елементів конструкції холодильника	26.04-30.04.2024	виконано
5	Розрахунок повітроохолоджувача	01.05-04.05.2024	виконано
6	Розрахунок конденсатора	05.05-10.05.2024	виконано
7	Охорона праці	13.05-17.05.2024	виконано
8	Список використаної літератури	18.05-22.05.2024	виконано
9	Презентація в PowerPoint	23.05-28.05.2024	виконано

Здобувач-дипломник \_\_\_\_\_ Джосан М.В.

Керівник роботи \_\_\_\_\_ Хмельнюк М.Г.

*Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую проти розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web-ресурсах ОНТУ.*

*Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчесності.*

Здобувач-дипломник \_\_\_\_\_ Джосан Максим Віталійович \_\_\_\_\_

## АННОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота бакалавра на тему "Проект системи холодопостачання рефрижераторного судна для транспортування продуктів" студента Джосана Максима Віталійовича складається з 70 сторінок тексту, 1 зображення, 3 таблиць, 8 посилань на літературні джерела. У роботі розглядається проект холодильної камери для перевезення 700 тонн бананів на рефрижераторному судні "GOUTAMARU" через океан. Проект охоплює аналіз вихідних даних, розрахунок теплоприпливів, вибір обладнання, проектування системи вентиляції та схеми автоматизації.

Обрано одноступеневу систему охолодження з хладагентом R407C. Проведено розрахунок теплоприпливів, враховуючи тепло від бананів, конструкцій, вентиляції та освітлення. Для забезпечення холодопродуктивності обрано компресор Bitzer 4JE-15Y-40P і конденсатор García Cámara CG63. Вентиляційна система з вентиляторами Ebm-papst W2E200-НК01-01 підтримує рівномірну температуру і вологість. Система автоматизації з контролером Carel pCO5+ гарантує стабільну і безпечну роботу.

Результати підтвердили ефективність обраного обладнання, відповідність вимогам безпеки й економічності, що забезпечує якість транспортування бананів і зменшує втрати.

Ключові слова: холодильна камера, система охолодження фруктів, фреон, кондиціонування, теплопритоки, вологовміст, вентиляція.

## ANNOTATION

Qualification bachelor's work on the topic "Project of the system of cold storage refrigerated ship for transporting products" student Josan Maxim Vitaliyovych consists of 70 pages of text, 1 image, 3 tables, 8 references to literary sources. The project of refrigerating chamber for transportation of 700 tons of bananas on a refrigerated ship "GOUTAMARU" across the ocean. The project includes analysis of output data, calculation of heat supply, selection of equipment, design of ventilation system and automation schem.

One-stage cooling system with R407C refrigerant was designed. Calculation of heat supply, including heat from bananas, constructions, ventilation and lighting. To ensure the cold production is inverse compressor Bitzer 4JE-15Y-40P and condenser García Cámara CG63. Ventilation system with Ebm-papst W2E200-HK01-01 fans maintains even temperature and humidity. The automation system with Carel pCO5+ controller guarantees stable and safe operation.

The results confirmed the efficiency of the inverse equipment, compliance with the requirements of safety and economy, which ensures the quality of banana transportation and reduces losses.

Key words: refrigerating chamber, fruit cooling system, freon, air conditioning, heat inflows, volohommist, ventilation.

## ЗМІСТ

<b>РЕФЕРАТ.....</b>	<b>7</b>
<b>ВСТУП.....</b>	<b>10</b>
<b>АНАЛІЗ І ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЄКТУ.....</b>	<b>12</b>
<b>РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ ХОЛОДИЛЬНИКА .....</b>	<b>18</b>
<b>РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПОКАЗНИКІВ ЦИКЛУ ЗА ДОПОМОГОЮ I-LGR ДІАГРАМИ R407C .....</b>	<b>42</b>
<b>ПІДБІР ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕСОРА.....</b>	<b>45</b>
<b>ВИБІР КОНДЕНСАТОРА .....</b>	<b>48</b>
<b>ВИБІР ВИПАРНИКА.....</b>	<b>50</b>
<b>АВТОМАТИЗАЦІЯ СУДНОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ.....</b>	<b>53</b>
<b>ОХОРОНА ПРАЦІ .....</b>	<b>63</b>
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....</b>	<b>66</b>
<b>ДОДАТОК .....</b>	<b>67</b>

					<b>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.19</b>			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушіє</i>
<i>Розроб.</i>		<i>Джосан М.В.</i>			<b>Розрахунково- пояснювальна записка</b>			
<i>Перевір.</i>		<i>Хмельнюк М.Г.</i>					4	
<i>Реценз.</i>						<b>ОНТУ 141гр.</b>		
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затверд.</i>								

## РЕФЕРАТ

Даний дипломний проект був присвячений розробці ефективної та надійної системи охолодження для рефрижераторного судна "GOUTAMARU" (ІМО 9746827), призначеного для перевезення 700 тонн бананів на великі відстані. Проект охопив всі етапи проектування, починаючи від аналізу вихідних даних та розрахунку теплоприпливів до вибору оптимального обладнання, проектування системи вентиляції та розробки схеми автоматизації.

В першу чергу, були визначені основні параметри холодильної камери, включаючи її об'єм, розміри, необхідний температурний режим та рівень вологості. Оскільки банани є чутливим до температурних коливань вантажем, особлива увага була приділена вибору оптимального хладагенту та типу системи охолодження. Аналізуючи різні варіанти, ми розглянули їх ефективність, надійність, вартість та екологічні аспекти, і на основі проведеного аналізу було обрано пряму одноступеневу систему охолодження з використанням хладагенту R407C. Ця система характеризується простотою конструкції, високою ефективністю та відносно низькою вартістю. R407C є озонобезпечним хладагентом, що важливо з точки зору охорони навколишнього середовища.

Для визначення необхідної потужності холодильної установки, здатної підтримувати заданий температурний режим в камері, було проведено детальний розрахунок теплоприпливів. Були враховані теплоприпливи через стіни, підлогу, стелю та інші огорожуючі конструкції камери, тепло, що виділяється самими бананами під час "дихання" - процесу дозрівання, а також тепло від тари, в якій вони зберігаються. Не були забуті теплоприпливи від вентиляції, необхідної для підтримки оптимального рівня вологості та складу

повітря в камері, а також експлуатаційні теплоприпливи від освітлення,

роботи персоналу та механізмів.

Наступним етапом проектування було створення математичної моделі холодильного циклу. Для цього використовується I-IgP діаграма для хладагенту R407C. За допомогою діаграми ми визначили тиск кипіння і конденсації, а також встановили необхідний перегрів пари та температуру переохолодження. На основі цих даних був побудований цикл на діаграмі і визначені його основні характеристики, такі як ентальпія і питомий об'єм хладагенту в різних точках циклу. На основі отриманих значень ми розрахували ключові показники циклу: питому масову холодопродуктивність, питому роботу компресора та інші.

Враховуючи розраховані параметри циклу та необхідну холодопродуктивність, був обраний компресор Bitzer 4JE-15Y-40P, який задовольняє всім вимогам проекту за потужністю, продуктивністю, діапазоном робочих температур, типом хладагенту та іншими характеристиками. Аналогічно, був обраний конденсатор García Cámara CG63, що забезпечує необхідну холодопродуктивність і має достатню площу теплопередаючої поверхні та витрату охолоджувальної води.

Для безпосереднього охолодження повітря в холодильній камері були обрані кубічні повітроохолоджувачі промислового типу LC173A. Кількість повітроохолоджувачів (9 штук) була визначена з урахуванням їх холодопродуктивності і необхідної загальної холодопродуктивності системи. Обрана модель має достатню площу теплопередаючої поверхні та відстань між ребрами, що забезпечує ефективне охолодження повітря в камері з бананами.

Важливим етапом проекту була розробка системи вентиляції холодильної камери, яка забезпечує циркуляцію повітря в камері, що дозволяє підтримувати рівномірну температуру і вологість. В рамках проекту ми визначили необхідний повітряний обмін для камери з бананами і обрали осьові вентилятори Ebm-papst W2E200-NK01-01 з відповідною продуктивністю і рівнем шуму. Враховуючи розташування повітроохолоджувачів і вентиляторів, була розроблена схема розведення

повітропроводів по камері, та розраховано їх діаметри, враховуючи втрати тиску на тертя та в місцевих опорах.

Для забезпечення стабільної, ефективної і безпечної роботи всієї системи охолодження була розроблена схема автоматизації. Ми вибрали програмований контролер Carel pCO5+, який здатний здійснювати контроль і управління всіма елементами системи, а також забезпечувати її захист від аварійних ситуацій. Схема автоматизації включає в себе датчики температури, вологості, тиску, рівня хладоагенту, потоку охолоджувальної води та перепаду тиску на фільтрах. Крім датчиків, в системі передбачені соленоїдні клапани для регулювання потоку хладоагенту та реле для управління вентиляторами і іншим обладнанням.

## ВСТУП

Рефрижераторні судна відіграють важливу роль в глобальній транспортній інфраструктурі, забезпечуючи перевезення швидкопсувних вантажів, таких як фрукти, овочі, м'ясо, риба та інші продукти, що потребують спеціальних умов зберігання. Сучасні рефрижераторні судна оснащені складними системами охолодження, що забезпечують підтримання необхідних температурних режимів на всіх етапах транспортування, зберігаючи свіжість і якість продуктів. Це особливо важливо для міжнародних перевезень, де час у дорозі може становити декілька тижнів, а збереження продуктів без втрати їх якості є критичною умовою.

Використання ефективних та надійних холодильних установок є ключовим аспектом експлуатації рефрижераторних суден. Такі установки повинні не тільки забезпечувати необхідний температурний режим, але й бути енергоефективними та екологічно безпечними. В умовах зростаючої уваги до екологічних питань, впровадження технологій, що знижують викиди парникових газів та енергоспоживання, є важливим напрямком розвитку індустрії морських перевезень. Розробка і вдосконалення систем охолодження вимагають глибокого аналізу технічних параметрів, вибору оптимального обладнання та розрахунку теплоприпливів.

У даній дипломній роботі здійснено розробку ефективної та надійної системи охолодження для рефрижераторного судна "GOUTAMARU" (ІМО 9746827), призначеного для перевезення 700 тонн бананів на великі відстані. Проект охоплює всі етапи проектування, починаючи від аналізу вихідних даних та розрахунку теплоприпливів до вибору оптимального обладнання, проектування системи вентиляції та розробки схеми автоматизації. Банани, як і багато інших швидкопсувних продуктів, мають суворі вимоги до умов зберігання і транспортування. Температурні коливання можуть призвести до їх швидкого псування, що робить точність і надійність систем охолодження ще більш важливими.

Особливу увагу в цій роботі приділено вибору оптимального хладоагенту та типу системи охолодження, адже банани є чутливим до температурних коливань

вантажом. Вибір хладоагенту є критичним аспектом проектування, оскільки від нього залежить ефективність, стабільність роботи системи та її екологічний вплив. В результаті аналізу різних варіантів було обрано пряму одноступеневу систему охолодження з використанням хладоагенту R407C, що характеризується високою ефективністю та екологічною безпечністю. Цей хладоагент відомий своєю сумісністю з багатьма типами компресорів і систем, а також своїми низькими показниками впливу на озоновий шар і глобальне потепління.

Основні завдання проекту включають розрахунок параметрів холодильної камери, визначення необхідної холодопродуктивності, вибір компресора, конденсатора та випарника, а також проектування системи вентиляції. Ці етапи включають в себе детальний технічний аналіз і врахування багатьох факторів, таких як об'єм камери, теплоізоляція, теплопритоки від вантажу та зовнішнього середовища. Окремий розділ присвячено розробці схеми автоматизації, що забезпечує надійну та ефективну роботу холодильної установки. Автоматизація включає в себе систему контролю та управління, яка дозволяє підтримувати стабільні умови всередині холодильних камер, швидко реагувати на зміни та попереджувати можливі відхилення від заданих параметрів.

Ця дипломна робота є значним вкладом у розвиток технологій холодильної техніки для морського транспорту та сприяє підвищенню ефективності та надійності перевезення швидкопсувних вантажів на великі відстані. Розроблені в рамках проекту рішення можуть бути використані як основа для модернізації існуючих систем охолодження на інших рефрижераторних судах, а також для створення нових суден, що відповідають сучасним вимогам до екологічності та енергоефективності.

## АНАЛІЗ І ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЄКТУ

У сучасній відкритій ринковій економіці розширюється спектр критеріїв оцінки ефективності науково-технічних розробок, що призводить до збільшення кількості основних типів ефективності НДДКР, які необхідно визначити для такої оцінки. Ці типи включають:

1. Науково-технічний ефект, який проявляється у підвищенні науково-технічного рівня, поліпшенні параметрів техніки і технологій, що впливає з відкриття нових законів і закономірностей у природі, а також у створенні нових технологічних засобів для виробництва речовин, матеріалів і продукції.
2. Економічний ефект, що полягає в отриманні економічних результатів від науково-технічних розробок як для національного господарства в цілому, так і для окремих виробничих суб'єктів. Він відображає вплив їхньої результативності на розвиток економіки країни, регіонів, галузей та підприємств.
3. Соціальний ефект, що відображає зміни умов життя людей в суспільстві. Цей ефект включає поліпшення умов праці, підвищення життєвого рівня населення, розширення можливостей для духовного розвитку особистості та покращення стану довкілля.
4. Маркетинговий ефект, що відображає попит ринку на наукові дослідження та розробки і можливості їх комерціалізації.

Оцінка науково-технічної ефективності НДДКР базується на показниках науково-технічного рівня, які відображаються через показник ОНТЕ, що представляє собою ступінь досягнення максимально можливого рівня, рівного одиниці.

$$O_{НТЕ} = K^{\Phi}_{НТЕ} / K^{\Pi}_{НТЕ} \quad (1)$$

де  $K^{\Phi}_{НТЕ}$  – показник (коефіцієнт) фактичного рівня науково-технічної ефективності;

$K^{\Pi}_{НТЕ}$  – показник (коефіцієнт) потенціально можливого рівня науково-технічної ефективності (дорівнює одиниці).

Значення показника  $K_{НТЕ}^Ф$  визначають на основі шкали експертних оцінок

Таблиця 1

Шкала експертних оцінок для виміру рівня науково-технічної ефективності проектів

№	Групи показників	Характеристика показників	Інтервал рейтингового числа	Коефіцієнт значущості показників
1	Науково-технічний рівень	Перевищує кращі світові аналоги	10	0,35
		Відповідає світовому рівню	7 – 9	
		Нижче кращих світових аналогів	5 – 6	
		Перевищує кращі вітчизняні аналоги	3 – 4	
		Відповідає вітчизняному рівню	1 – 2	
		Нижче вітчизняного рівня	0	
2	Перспективність	Першочергова значущість	8 – 10	0,35
		Значущий	5 – 7	
		Корисний	1 – 4	
3	Потенційний масштаб практичного використання	Світовий ринок	10	0,20
		Галузі національної економіки	7 – 9	
		Галузь (регіон)	3 – 6	
		Окремі підприємства (об'єднання)	1 – 2	
4	Ступінь вірогідності досягнення	Великий	10	0,10
		Середній	5 – 9	
		Малий	1 – 4	

ПОЗИ-ТИВНИХ результатів			
----------------------------	--	--	--

**Примітка:** об'єкт оцінки і аналог(и), які порівнюють за однаковими показниками, наведеними у співставленому вигляді відхилення в значеннях кожного з показників, мають бути однаковими для варіантів, що порівнюються.

### Проведення оцінки

Визначають  $K^{\Phi}_{НТЕ}$  на основі експертної оцінки науково-технічного рівня розробки.

З цією метою:

- розробляють перелік специфічних показників, необхідних для виміру науково-технічного рівня розробки;
- формують групу аналогів, які реалізовані на світовому і вітчизняному ринках;
- здійснюють відповідні розрахунки для співставлення показників і визначення балів по табл. 1.

До числа специфічних показників відносять:

- **для нової техніки:** продуктивність, споживання інженерних ресурсів на виробітку одиниці продукції, потреба в робочих, які обслуговують обладнання, експлуатаційні витрати на одиницю продукції;
- **для нових матеріалів і речовин:** вміст корисних речовин для виробітки готової продукції, питома вага відходів у загальному обсязі переробленої сировини, вартість одиниці ... нового матеріалу;
- **для нових технологій:** якість виробленої продукції, енергоємність і трудомісткість продукції, собівартість одиниці продукції.

З метою спрощення визначення  $K^{\Phi}_{НТЕ}$  у табл. 2 не введено показника витрат на одиницю продукції.

Таблиця 2

Порівняльні показники для виконання оцінки НТЕ

ПОКАЗНИКИ	Варіанти технології
-----------	---------------------

	розробленої	співвідносної (аналога)
Рівень новізни	світовий	-
Якість продукції	найвища	вища
Споживання на 1 т продукції		
– тепла, Гкал	5,14	6,85
– електроенергії, кВт·годину	46,72	54,36
– води, м <sup>3</sup>	4,13	3,12
Трудомісткість виробництва, людино-годин/ тонну	17,5	6,17

На основі співставлення даних таблиці встановлюють бали по характеристиках чотирьох груп і на цій основі розраховують значення інтегрального показника НТЕ:

$$\text{НТЕ} = \sum B_i \times K_i^3 \quad (3.2)$$

де  $i = 1 \div 4$ ,

$B_i$  – бали (рейтингове число),

$K$  – коефіцієнт значущості показників.

Рівень науково-технічної ефективності НДДКР розраховано на основі наведених даних прикладу (табл. 3).

Таблиця 3

Експертна оцінка і розрахунок величини інтегрального показника НТЕ

№	Групи показників	Рейтинг експертів			Середня за експертними оцінками	НТЕ
		1	2	3		
1	Науково-технічний рівень	8	8	9	8,33	2,91 (8,33 x 0,35)
2	Перспективність	6	7	6	6,33	2,21 (6,33 x 0,35)

3	Потенційний масштаб практичного використання	4	5	5	4,67	0,93 (4,67 x 0,20)
4	Ступінь вірогідності досягнення позитивних результатів	7	8	7	7,33	0,73 (7,33 x 0,10)
В С Ь О Г О						6,78

$$НТЕ = 8,33 \cdot 0,35 + 6,33 \cdot 0,35 + 4,67 \cdot 0,2 + 7,33 \cdot 0,1 = 2,91 + 2,21 + 0,93 + 0,73 = 6,78$$

Отриманий результат слід порівняти з максимально можливим значенням, яке дорівнює 10 балам ( $10 \cdot 0,35 + 10 \cdot 0,35 + 10 \cdot 0,2 + 10 \cdot 0,1$ ).

Отже, оцінка рівня НТЕ може бути зроблена за допомогою інтегрального коефіцієнта оцінки НТЕ ( $K_{НТЕ}$ ):

$$K_{НТЕ} = \frac{НТЕ}{10} \cdot 100 \% .$$

На основі даних табл. 3.3 можна дійти до висновку, що  $K_{НТЕ}$  відповідає 67,8 %, тобто:

$$\frac{6,78}{10} \cdot 100 = 67,8 \% .$$

В тому випадку, коли значення  $K_{НТЕ}$  перевищує середнє значення, яке дорівнює 5,0, має бути зроблено висновок про достатній рівень НТЕ:

- цілком достатній 5,0 – 6,0;
- достатній 6,1 – 8,0;
- достатньо високий 8,1 – 9,0;
- високий 9,1 – 10.

Таким чином, рівень НТЕ технології можна визнати достатнім. Отже, розроблену технологію пропонується впроваджувати у виробництво.

## РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ ХОЛОДИЛЬНИКА

Дані для розрахунку

$$G = 700\text{т}$$

Продукт зберігання: Банани

Регіон: Моря і райони Атлантичного, Індійського та Тихого океанів у районі від 30° північної широти до 30° південної широти

$$t_{зп} = 29\text{ }^{\circ}\text{C}, \varphi_{зп} = 80\%, t_{зв} = 26\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Приймаємо в залежності від виду вантажу та технологічних вимог:

$$t_k = 12,5\text{ }^{\circ}\text{C}, \varphi_{зп} = 85\%$$

Для цього проєкту я обрав судно "GOUTAMARU", розміри трюму дорівнюють: Довжина 60 м., ширина 15 м., висота 7 м.

Питомий об'єм бананів 6 м<sup>3</sup>/т , 700 т \* 6 м<sup>3</sup>/т = 4200 м<sup>3</sup>, Необхідний обсяг трюму: 4200 м<sup>3</sup> / 0.8 = 5250 м<sup>3</sup>. За нашими розмірами в нас трюм 6300 м<sup>3</sup>

Із чим межують стінки трюму:

Днище: забортна вода.

Борти: нижня частина - забортна вода, верхня частина - зовнішнє повітря.

Палуба: машинне відділення (верхня частина).

Перегородки: передня і задня - зовнішнє повітря

Обраний холодоагент: 407с

Система охолодження: пряма, одноступенева

Відносна вологість в камері: 85%

Розрахунок теплоприпливів у приміщення, що охолоджуються

Холодопродуктивність СХУ  $Q_0$ , Вт (кВт), повинна бути достатньою для підтримання у приміщеннях, що охолоджуються, заданих температур у найбільш спекотний період року та для самого несприятливого району плавання судна.

Для визначення необхідної холодопродуктивності установки виконується калоричний розрахунок, тобто визначаються всі зовнішні та внутрішні припливи теплоти у приміщення, що охолоджуються, та у холодильну систему в цілому. У загальному випадку

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5, \quad (1)$$

$Q_1$  – зовнішні теплоприпливи через ізольовані огородження;

$Q_2$  – внутрішні теплоприпливи від вантажів і продуктів, що обробляються холодом (охолоджуються, заморожуються) та зберігаються;

$Q_3$  – теплоприпливи, що вносяться зовнішнім повітрям при вентиляції;

$Q_4$  – експлуатаційні теплоприпливи (від механізмів та інші), що враховуються розрахунком;

$Q_5$  – інші втрати холоду (теплоприпливи), що важко розрахувати.

Сумарні теплоприпливи, що повинні бути компенсовані холодопродуктивністю СХУ  $Q_0$ , є змінними у часі та залежать від кліматичних і технологічних умов, а також від типу рефрижераторного судна. Для транспортних рефрижераторів головною складовою теплоприпливів є  $Q_1$ , а для добувних і обробних суден –  $Q_2$ .

Одна СХУ може обслуговувати приміщення, що охолоджуються, з різними температурними режимами, які навіть можуть суттєво відрізнятися, (наприклад, перевезення фруктів і овочів у одних трюмах, а мороженого м'яса – в інших). Тоді СХУ містить у собі 2 – 3 холодильні машини (ХМ), а отже 2 – 3 і більше холодильних компресорів (ХК).

У даній контрольній роботі передбачається спрощений варіант з одним приміщенням, що охолоджується, однією ХМ і одним ХК.

У загальному випадку робоча холодопродуктивність компресора, Вт,

$$Q_{0к} = Q_0 / b, \quad (2)$$

$b$  – коефіцієнт робочого часу компресорів, який для трюмної установки приймається як 1,0; для компресорів, що обслуговують провізійні камери, 0,6...0,8 (при однокомпресорній схемі) та 0,5 (при двокомпресорній); для компресорів, що обслуговують системи попереднього охолодження (риби), льодогенератори, швидкокомрозильні апарати, –  $b=0,92$ .

**Приміщення, що охолоджуються, та їхня ізоляція**

Як приміщення, що охолоджується, у завданні на контрольну роботу пропонується трюм для перевезення вантажів, що швидко псуються, на рефрижераторному судні чи провізійна камера для зберігання продуктів на суднах транспортного флоту (танкерах, суховантажниках, контейнеровозах тощо).

У завданні задаються розміри приміщення, що охолоджується: довжина  $L$ , ширина  $B$ , висота  $H$  а також зазначено, з чим межує огородження приміщення. Зовнішню температуру поверхонь, що огороджують приміщення, добирають для кожної поверхні окремо в залежності від температури середовища (повітря, води), з яким знаходиться в контакті ця поверхня. Температуру настилу другого дна й обшивки підводної частини борту приймають рівній температурі забортної води, а зовнішню температуру конструкцій, що межують із зовнішнім повітрям, – температурі останнього. Зовнішню температуру поверхонь, що межують з іншими

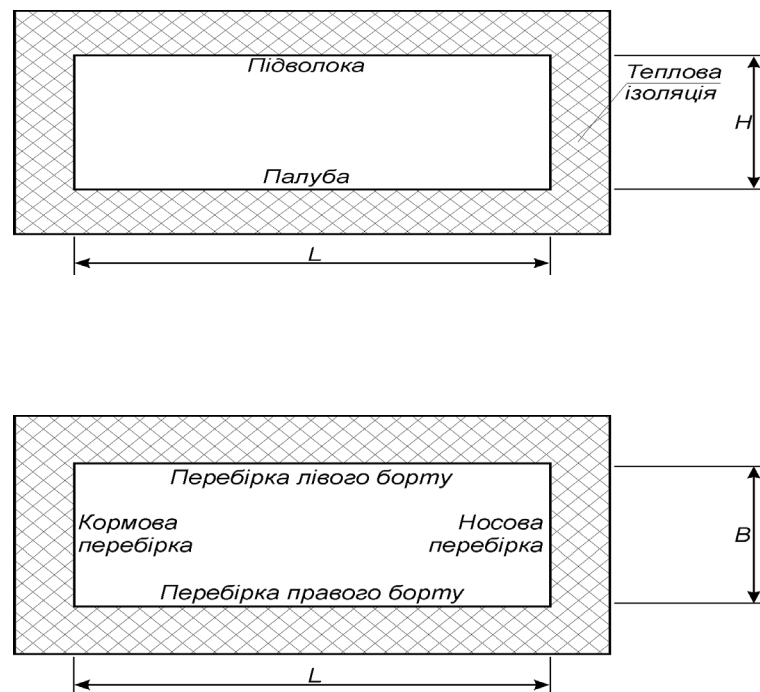


Рисунок 1 – Ескіз приміщення, що охолоджується

Внутрішніми приміщеннями судна, приймають рівній температурі повітря в цих приміщеннях. Температуру повітря в робочій зоні машинно-котельного відділення (МКВ) у літній період року приймають на 5 °С вище температури зовнішнього повітря. Проте у верхній зоні МКВ температура повітря, як правило, на 5...7 °С вище температури в робочій зоні, що повинно бути враховано при розрахунку теплоприпливів у приміщення, що межують із верхньою зоною МКВ. Під впливом сонячних променів температури відкритої частини палуби та надводної частини борта будуть вищі за температуру зовнішнього повітря:

$$\text{для палуби} \quad t_{\text{пал}} = t_{\text{зп}} + \Delta t_{\text{р1}};$$

$$\text{для освітленого сонцем борта} \quad t_{\text{б}} = t_{\text{зп}} + \Delta t_{\text{р2}},$$

$$\Delta t_{\text{р1}} = g_{\text{г}} \cdot \varepsilon / \alpha_{\text{зовн}}; \quad \Delta t_{\text{р2}} = g_{\text{в}} \cdot \varepsilon / \alpha_{\text{зовн}}.$$

Тут  $\varepsilon$  – коефіцієнт поглинання сонячних променів зовнішньою поверхнею;

$g_{\text{г}}, g_{\text{в}}$  – інтенсивність сонячної радіації відповідно для горизонтальної та вертикальної поверхонь, Вт/м<sup>2</sup>;

$\alpha_{\text{зовн}}$  – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішніх поверхонь до повітря, Вт/(м<sup>2</sup>·К), що залежить від швидкості судна  $W$ , м/с:

$$\text{при } W \leq 5 \text{ м/с} \quad \alpha_{\text{зовн}} = 6,16 + 4,19 \cdot W; \quad (3)$$

$$\text{при } W > 5 \text{ м/с} \quad \alpha_{\text{зовн}} = 7,53 \cdot W^{0,78}. \quad (4)$$

Щоб зменшити теплоприпливи від сонячної радіації поверхні суден, що зазнають дії сонячних променів, звичайно покривають світлою фарбою, тоді

$$\varepsilon = 0,3 \dots 0,4.$$

Теплоприпливи від сонячної радіації краще визначати не за максимальним значенням інтенсивності сонячної радіації (що утримується недовго), а за її середньодобовим значенням. Можна приймати приблизно однаковими в будь-яких районах плавання (включаючи тропіки):  $g_{\text{г}} = 340$  Вт/м<sup>2</sup>,  $g_{\text{в}} = 200$  Вт/м<sup>2</sup>

$$\alpha_{\text{зовн}} = 6,16 + 4,19 * W = 34,1 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \quad (5)$$

$$\Delta t_{p1} = g_{\Gamma} \cdot \varepsilon / \alpha_{\text{зовн}} = 3.081 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{p2} = g_{\text{В}} \cdot \varepsilon / \alpha_{\text{зовн}} = 1.81 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Днище:  $t_{zi} = t_{zv} = 30^\circ\text{C}$

Борт (нижня частина):  $t_{zi} = t_{zv} = 30^\circ\text{C}$

Борт (верхня частина):  $t_{zi} = t_{zp} + \Delta t_{p2} = 35.81^\circ\text{C}$

Палуба:  $t_{zi} = t_{zp} + \Delta t_{p1} = 37.081^\circ\text{C}$

Переборки:  $t_{zi} = t_{zp} = 34^\circ\text{C}$

**Основне призначення суднової ізоляції – знизити припливи теплоти в приміщення, що охолоджується.**

Основні ізоляційні конструкції можна розділити на три типи (класи):

- 1) такі, що не прорізаються судновим набором (рис. 2);
- 2) такі, що перекривають набір (нормальна ізоляція) – рис. 3;
- 3) такі, що обходять набір (рис. 4).

На рисунках 2 – 4 показано основні розміри, що характеризують ізоляційну конструкцію:  $S$  – шпация (відстань між металевими профілями суднового набору), звичайно  $S = 600 \dots 900$  мм;  $h$  – висота профілю з поличкою ( $h = 100 \dots 200$  мм);  $f$  – товщина профілю ( $f = 5 \dots 10$  мм);  $b$  – ширина профілю (полички) ( $b = 50 \dots 100$  мм).

Конструкції першого класу (що не прорізаються набором) в основному застосовують для ізолювання гладких металевих поверхонь. Оскільки ізоляцію не прорізає сталевий набір корпусу судна, вона складається з матеріалів із близькими коефіцієнтами теплопровідності, що відрізняються один від іншого не більш ніж у 10 разів. Ці конструкції застосовують для ізолювання другого дна, палуб, перебірок із боку гладкої стіни приміщення, а також внутрішніх розподільних перебірок (неметалевих).

Ізоляційні конструкції другого класу прийнято називати нормальними. Їхня відмінна риса полягає в тому, що поверхня ізоляційного матеріалу в усіх випадках не має виступів. У рефрижераторних трюмах найчастіше

застосовується нормальна конструкція. Так ізолюють борта, палуби (знизу), перебірки (з боку стояків) та інші стінки, підкріплені звичайним набором.

Конструкції з обходом набору використовують у рефрижераторних трюмах лише для ізолювання високого рамного набору. При великій відстані між рамним набором (не менш 3 – 4 шпацій) обхідна ізоляція збільшує корисну місткість трюму.

Рефрижераторні трюми та провізійні камери звичайно ізолюють найбільш дешевими волокнистими матеріалами, які встановлюють упритул до поверхні, що ізолюють. Міцність ізоляційних конструкцій забезпечується металевими конструкціями корпусу судна та зашиттям, що прикріплено цвяхами чи шурупами до дерев'яної лати.

У рефрижераторних трюмах ізоляцію другого дна та палуб зашивають сосновими дошками товщиною 40...60 мм. Шви добре законопачують. Поверх дерев'яного настилу встановлюють металеві ванни з листів алюмінієво-магнієвих сплавів товщиною 2 мм.

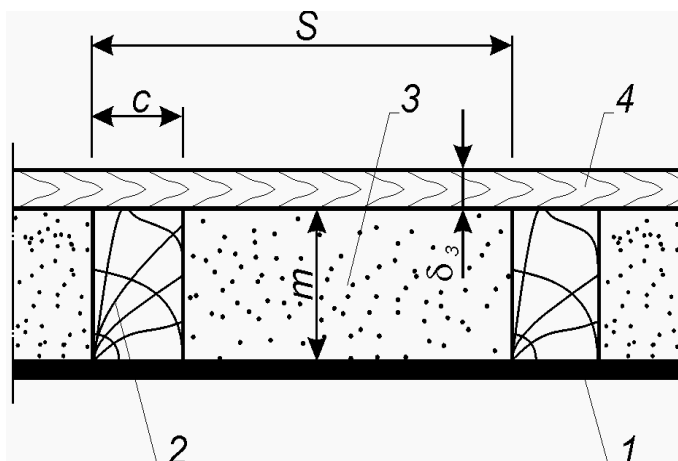
Ізоляцію бортів, перебірок і підволоків у рефрижераторних трюмах зашивають в один ряд шпунтованими дошками товщиною 16 – 25 мм. Дошки обшивають листами АМГ товщиною 1,5...2,0 мм чи оцинкованої сталі товщиною 0,8...1,5 мм. У цьому випадку нема потреби в гідроізоляції покриття та металевих сітках (проти гризунів). Ізоляцію бортів, перебірок і підволоків зашивають також бакелізованою фанерою ФСФ товщиною 10...12 мм, яку облицьовують склопла-стиком товщиною 4 мм на епоксидній смолі.

На сьогоднішній день на деяких суднах застосовано зашиття трюмів узагалі без шпунтованих дошок, що складається тільки з листів АМГ чи обклеєної склопластиком фанери, установлених безпосередньо на лату (брусках).

Перед вибором типу ізоляційних конструкцій огорожень суднових приміщень, що охолоджуються, необхідно ознайомитися з вимогами, які висуваються до матеріалів суднової ізоляції, структури та фізичних властивостей теплоізоляційних матеріалів і конструкцій

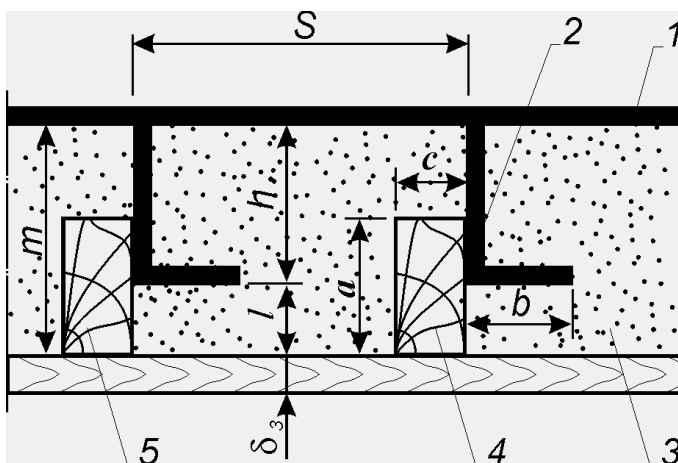
Потім вибирають теплоізоляційний матеріал і тип ізоляційної конструкції палуб, бортів, перебірок, підволоків, настилу другого дна. Тип ізоляційної конструкції приймають у залежності від призначення приміщення, розташування (вертикальне чи горизонтальне) поверхні, що ізолюється, теплоізоляційного матеріалу, який застосовується, температури навколишнього середовища в районі плавання судна, температури та вологості повітря усередині приміщення, що охолоджується, і низки інших факторів.

Далі треба призначити попередні товщини ізоляції на обшивання корпусу  $m$ , поверх набору  $l$  і в інших місцях (див. рис. 2 – 4), виходячи з нормативних значень (див. Додаток 3) питомого теплового потоку  $q$ , коефіцієнта теплопередачі  $k$  і товщин ізоляції. Обрана товщина ізоляції не повинна бути менше її нормативного значення.



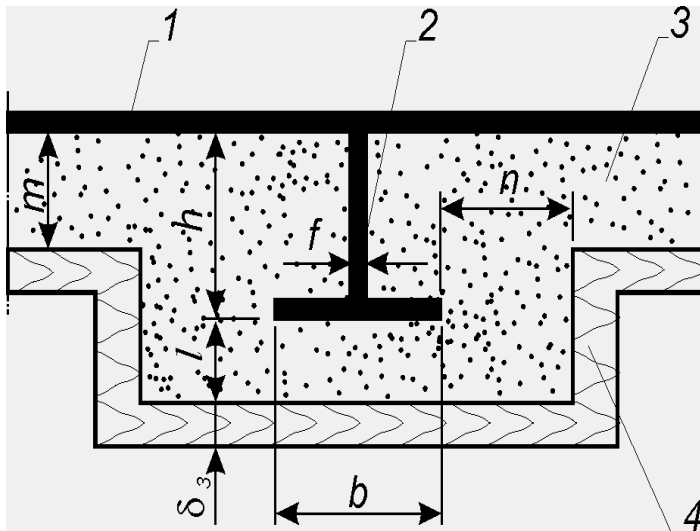
**Рисунок 2 Конструкція ізоляції, що не прорізається судновим набором**

- 1 – металева обшивка;
- 2 – дерев'яний брусок;
- 3 – матеріал ізоляції;
- 4 – заштита



**Рисунок 3 Конструкція нормальної ізоляції**

- 1 – металева обшивка;
- 2 – судновий набір (ку- тник, тавр, полосо- бульб тощо);
- 3 – матеріал ізоляції;
- 4 – дерев'яний брусок;



*Рисунок 4*  
**Конструкція ізоляції,  
 що обходить набір**

- 1 – металева обшивка;
- 2 – судновий набір (кутник, тавр, полособульб тощо);
- 3 – матеріал ізоляції;
- 4 – захиття

Незалежно від обраного типу ізоляційної конструкції, необхідно завжди передбачати захист ізоляційного матеріалу від зволоження, механічних ушкоджень, а також захиття внутрішньої поверхні трюмів (камер) листовим матеріалом, що поліпшує санітарні умови перевезення вантажів.

#### **Розрахунок теплової ізоляції**

Розрахунок теплової ізоляції звичайно зводиться до визначення коефіцієнта теплопередачі чи оптимальної товщини ізоляційного шару. Для розрахунку суднової ізоляції застосовують різні методи. Практичні розрахунки виконують за графіками та діаграмами, отриманими методом електротеплової аналогії (ЕТА)

Коефіцієнт теплопередачі за методом ЕТА визначається як, Вт/(м<sup>2</sup>·К),

$$k = (\lambda_{із} / S) \cdot \Phi, \quad (6)$$

$\lambda_{із}$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу ізоляції, Вт/(м·К);

$S$  – розмір шпациї, м (як уже відзначалося, він може бути прийнятий рівним 0,6...0,9 м);

$\Phi$  – критерій (фактор) форми чи формфактор.

$$k = (0,046 / 0,8) \cdot 5,1 = 0,29 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

#### **Розрахунок теплоприпливів через ізольовані огороження**

Сумарні теплоприпливи через огороження, Вт,

$$Q_1 = \sum Q_{1i}, \quad (7)$$

$Q_{1i}$  – тепловий потік через  $i$ -ту поверхню огороження приміщення, Вт;

$n$  – кількість поверхонь огороження; у нашому випадку  $n=6$  (палуба і підволока, дві перебірки бортів, носова та кормова перебірки).

Тепловий потік через  $i$ -ту поверхню огороження, Вт,

$$Q_{1i} = k_i \cdot F_i \cdot (t_{zi} - t_{\text{кін}}), \quad (8)$$

$k_i$  – коефіцієнт теплопередачі  $i$ -ої поверхні огороження, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$F_i$  – площа  $i$ -ої поверхні огороження, м<sup>2</sup>;

$t_{zi}$  – зовнішня температура  $i$ -ої поверхні, °С;

$t_{\text{кін}}$  – температура в приміщенні, що охолоджується, °С.

За рекомендаціями, наведеними вище, визначається зовнішня температура для кожної поверхні. Якщо поверхня межує із зовнішнім повітрям, то його температура приймається, виходячи з району плавання судна, і з урахуванням сонячної радіації.

Вибирається тип ізоляційної конструкції та її розміри для кожної поверхні, що огорожує приміщення, і розраховується коефіцієнт теплопередачі. Розрахункову площу  $F_i$  варто обчислювати як середнє арифметичне між її зовнішньою  $F_{zi}$  і внутрішньою  $F_{vi}$  поверхнями

$$F_i = 0,5 \cdot (F_{zi} + F_{vi}). \quad (9)$$

Після виконання ескізів кожної ізольованої поверхні її зовнішню площу можна визначити за відомими двома розмірами:  $L$ ,  $B$  чи  $H$ . Поверхню  $F_{vi}$  треба визначати у світлі, тобто без урахування набору, що виступає за основну ізоляцію.

У приміщення, що охолоджується, теплота проникає не тільки через огорожуючі стінки, але й через краї палуб і перебірок, що розділяють суміжні охолоджувані приміщення. Ці палуби та перебірки прийнято називати

проміжними. На великих рефрижераторних суднах кількість теплоти, що проникає через них, може досягати 10...20 % теплоти, що проникає через зовнішнє огороження. Розрахунок теплопрививів через проміжні палуби та перебірки наводиться у спеціальній літературі, а в даній роботі для одиничного приміщення, що охолоджується, може не виконуватися. Пілерси, ділянки щогл, труби, різні металеві стояки також є тепловими містками, що вимагають ізоляції. Пілерси ізолюють цілком на всій висоті чи частково на кінцях. Втрати холоду пілерсами складають близько 1 % загальних теплопрививів трюму.

Днище:

$$k_i = 0.29 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$F_i = 900 \text{ м}^2$$

$$t_{zi} = 30^\circ\text{С}$$

$$t_{кин} = 12.5^\circ\text{С}$$

$$Q_{li} = 0.29 * 900 * (30 - 12.5) = 4635 \text{ Вт}$$

Борт (нижня частина):

$$k_i = 0.29 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$F_i = 210 \text{ м}^2$$

$$t_{zi} = 30^\circ\text{С}$$

$$t_{кин} = 12.5^\circ\text{С}$$

$$Q_{li} = 0.29 * 210 * (30 - 12.5) = 1092 \text{ Вт}$$

Борт (верхня частина):

$$k_i = 0.29 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$F_i = 210 \text{ м}^2$$

$$t_{zi} = 35.81^\circ\text{С}$$

$$t_{кин} = 12.5^\circ\text{С}$$

$$Q_{li} = 0.29 * 210 * (35.81 - 12.5) = 1588.49 \text{ Вт}$$

Палуба:

$$k_i = 0.28 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$F_i = 900 \text{ м}^2$$

$$t_{zi} = 37.081^{\circ}\text{C}$$

$$t_{кин} = 12.5^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{li} = 0.28 * 900 * (37.081 - 12.5) = 6498.27 \text{ Вт}$$

Переборка (передня):

$$k_i = 0.29 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$F_i = 105 \text{ м}^2$$

$$t_{zi} = 34^{\circ}\text{C}$$

$$t_{кин} = 12.5^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{li} = 0.29 * 105 * (34 - 12.5) = 623.25 \text{ Вт}$$

Переборка (задня):

$$k_i = 0.29 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$F_i = 105 \text{ м}^2$$

$$t_{zi} = 34^{\circ}\text{C}$$

$$t_{кин} = 12.5^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{li} = 0.29 * 105 * (34 - 12.5) = 623.25 \text{ Вт}$$

### 2.1.3. Суммарний теплоприплив через огороження ( $Q_1$ )

Щоб отримати загальну кількість тепла, що надходить через огороження, необхідно підсумувати теплоприпливи через кожну поверхню.

$$Q_1 = \Sigma Q_{li} = 4635 + 1092 + 1588.49 + 6498.27 + 623.25 + 623.25 = 15060.26 \text{ Вт}$$

### **Тепловий потік, який відводиться від вантажів і продуктів, що обробляються**

Термічна обробка продуктів може включати такі процеси: охолодження, заморожування та доморожування. Процес охолодження продуктів проходить без зміни агрегатного стану рідини в них. Кількість теплоти, що виділяється при охолодженні продуктів, Вт,

$$Q_2 = m_{пр} \cdot C_1 \cdot (t_{поч} - t_{кин}) / (\tau \cdot 3600), \quad (10)$$

$m_{пр}$  – маса продукту, що охолоджується, кг;

$C_1$  – теплоємність продукту, що охолоджується, Дж/(кг·К);

$t_{поч}$  і  $t_{кин}$  – температури продукту до і після охолодження, °С.

$$t_{\text{поч}} = t_{\text{кін}} + (2...3) \text{ }^{\circ}\text{C},$$

хоча вантаж може надходити на судно не тільки охолодженим, але й теплим, тобто таким, що потребує доохолодження під час перевезення (наприклад, банани).

Тривалість охолодження  $\tau$ , годин, приймають рівною 18...20 годин.

Масу вантажу, що підлягає охолодженню, визначають, виходячи з об'єму приміщення, що охолоджується,  $V$ , м<sup>3</sup>,

$$V = L \cdot B \cdot H, \quad (11)$$

де  $L$ ,  $B$  і  $H$  – відповідно довжина, ширина та висота приміщення.

Масу вантажу разом з тарою  $m$ , кг, можна визначити як

$$m = 10^3 \cdot V / v_{\text{в}}, \quad (12)$$

де  $v_{\text{в}}$  – питомий навантажувальний об'єм, м<sup>3</sup>/т, що обирається відповідно до роду вантажу за Додатком 2 даних методичних вказівок.

Маса картонної тари складає 10 % маси вантажу, дерев'яної (ящики для фруктів) – 20 %, металевої – 10...20 %, скляної – 100 %. Тоді маса продукту

$$m_{\text{пр}} = m - m_{\text{т}}.$$

Аналогічно визначається тепловий потік, що відводиться при охолодженні тари, Вт,

$$Q_{2\text{т}} = m_{\text{т}} \cdot C_{\text{т}} \cdot (t_{\text{поч}} - t_{\text{кін}}) / (\tau \cdot 3600), \quad (13)$$

де  $C_{\text{т}}$  – теплоємність тари, Дж/(кг·К).

Овочі та фрукти перевозять у ящиках зі щілинами, рідше в кошиках. Щоб уберегти банани від води та взаємного тертя, їх упаковують у поліетиленові мішки.

Яйця перевозять у стандартних ящиках обов'язково окремо від інших вантажів.

Масло перевозять у ящиках, рідше в бочках, і розміщують звичайно у нижніх трюмах як більш важкий вантаж. Його можна перевезти разом із м'ясопродуктами.

Охолоджене м'ясо перевозять тільки в підвішеному стані, для чого до бімсів у поперечному напрямку кріплять знімні рейки чи труби для підвішування на них гаків із тушами.

Морожене м'ясо укладають уздовж судна по батенсам. Туші великої рогатої худоби та свинини можна складати в більш високі штабелі, ніж баранину та телятину, що кладуть звичайно поверх туш великої худоби.

Морожену птицю перевозять у ящиках. Морожену рибу перевозять у ящиках, картонних коробках і пакетах, іноді у кіпах, тобто зашиваючи у мішковину чи чисту рогожу.

Теплоємність картонної тари  $C_T=1460$  Дж/(кг·К), дерев'яної –  $C_T=2500$  Дж/(кг·К), металевої –  $C_T=460$  Дж/(кг·К) і скляної –  $C_T=1460$  Дж/(кг·К).

Остання формула може бути застосована для розрахунку теплоти, яка відводиться при термообробці й інших продуктів, якщо відомі значення їхніх ентальпій на початку та наприкінці процесу.

Фрукти, ягоди й овочі при зберіганні виділяють теплоту та вуглекислий газ, тому для камер їхнього зберігання варто визначати теплоту "дихання". Для цього можна скористатися спеціальними довідковими таблицями. Наприклад, у [2, Додаток 6] і [6, таблиця 10-11] наведено значення теплоти, що виділяється фруктами й овочами при різних температурах зберігання. Теплоприпливи від овочів і фруктів можна також визначити за емпіричною формулою Дезента, Вт:

$$Q_{ф.о.} = m_{ф.о.} \cdot (13,4 + 0,63 \cdot t_{кін} + 0,087 \cdot t_{кін}^2) \cdot 10^{-3}, \quad (14)$$

$m_{ф.о.}$  – маса фруктів (овочів), кг;

$t_{кін}$  – кінцева температура зберігання, °С.

$$Q_{ф.о.} = 700000 \cdot (13,4 + 0,63 \cdot 12,5 + 0,087 \cdot 12,5^2) \cdot 10^{-3} = 15112,5 \text{ Вт}$$

$$Q_2 = Q_{ф.о.} + Q_{2т} = 15112,5 \text{ Вт} + 176,39 \text{ Вт} = 15288,89 \text{ Вт}$$

**Тепловий потік, що вноситься зовнішнім повітрям при вентиляції**

Кількість холоду, необхідного для охолодження й осушення повітря, яке надходить при вентиляції у приміщення, що охолоджується, Вт,

$$Q_3 = V \cdot n \cdot \rho_{\text{зп}} \cdot (I_{\text{зп}} - I_{\text{кін}}) / (24 \cdot 3600), \quad (15)$$

$V$  – об'єм приміщення, що охолоджується, м<sup>3</sup>;

$n$  – кратність вентиляції (число обмінів за добу);

$\rho_{\text{зп}}$  – густина зовнішнього повітря, кг/м<sup>3</sup>;

$I_{\text{зп}}$  – ентальпія зовнішнього повітря, Дж/кг;

$I_{\text{кін}}$  – ентальпія повітря в приміщенні, Дж/кг.

Величини ентальпій визначають за  $d-I$ –діаграмою вологого повітря. За відомими температурою  $t_{\text{зп}}$  і відносною вологістю  $\phi_{\text{зп}}$  зовнішнього повітря знаходять точку 1 на діаграмі. Визначають ентальпію  $I_{\text{зп}}$ , а також питомий об'єм  $v_{\text{зп}}$  у м<sup>3</sup>/кг сухого повітря. Густина визначається як, кг/м<sup>3</sup>,

$$Q_3 = 6300 \cdot 12 \cdot 1.2 \cdot (72 - 33.5) / (24 \cdot 3600) \approx 1.15 \text{ кВт}$$

### Експлуатаційні теплоприпливи

До експлуатаційних теплоприпливів, що враховуються розрахунком, відносяться теплові потоки від: електричних освітлювальних приладів; перебування людей у приміщенні; працюючих механізмів у приміщенні, що охолоджується.

Теплоприплив від освітлювальних приладів, Вт,

$$Q_4' = (\tau_{\text{осв}} / 24) \cdot \psi_{\text{осв}} \cdot \sum_{i=1} N_i, \quad (16)$$

$\tau_{\text{осв}}$  – тривалість роботи світильників протягом доби, годин;

$\psi_{\text{осв}}$  – коефіцієнт одночасної роботи світильників ( $\psi_{\text{осв}}=0,40\dots0,75$ );

$N_i$  – потужність  $i$ -го світильника, Вт;

$n$  – кількість світильників.

Теплоприплив від працюючих людей, Вт,

$$Q_4'' = (\tau_{\text{люд}} / 24) \cdot Z \cdot q_{\text{люд}}, \quad (17)$$

$\tau_{\text{люд}}$  – час роботи людей у приміщенні, що охолоджується, (як правило, у провізійній камері) протягом доби, годин;

$Z$  – кількість одночасно працюючих людей;

$q_{\text{люд}}$  – тепловий потік від однієї людини при середній інтенсивності роботи;  
 $q_{\text{люд}} \approx 230 \dots 250$  Вт. Менше значення  $q_{\text{люд}}$  доцільно приймати при відвідуванні приміщення, більше – при роботі в ньому, наприклад, двох чоловік ( $Z=2$ ), тоді  $\tau_{\text{люд}} \approx \tau_{\text{осв}}$ .

Теплоприпливи від працюючих механізмів залежать від того, де розташовані ці механізми. Якщо електродвигун знаходиться в приміщенні, що охолоджується, то і корисна робота, і втрати в двигуні перетворюються в теплоту та передаються повітрю приміщення, Вт:

$$Q_4''' = \psi_{\text{мех}} \cdot \sum N_{\text{дв}}, \quad (18)$$

$\sum N_{\text{дв}}$  – сумарна потужність усіх двигунів, встановлених у приміщенні, що охолоджується, Вт;

$\psi_{\text{мех}}$  – коефіцієнт одночасності роботи механізмів; приймається

$$\psi_{\text{мех}} = 0,4 \dots 1,0.$$

Якщо електродвигуни механізмів (розсільних насосів, вентиляторів тощо) розташовані поза ізолюваним контуром приміщення, то теплоприплив виникає в результаті перетворення корисної роботи в теплоту, Вт,

$$Q_4''' = \psi_{\text{мех}} \cdot \sum (N_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{дв}}), \quad (19)$$

$\eta_{\text{дв}}$  – ККД двигуна ( $\eta_{\text{дв}} = 0,8 \dots 0,9$ ).

У залежності від холодопродуктивності рефрижераторних установок

$$Q_4' = (12 / 24) * 0.5 * 200 \text{ Вт} = 50 \text{ Вт}$$

$$Q_4'' = (8 / 24) * 1 * 250 \text{ Вт} = 83.33 \text{ Вт}$$

$$Q_4''' = 0.8 * (0.15 \text{ кВт} * 0.75) = 0.09 \text{ кВт} = 90 \text{ Вт}$$

$$Q_4 = Q_4' + Q_4'' + 8 * Q_4''' = 50 \text{ Вт} + 83.33 \text{ Вт} + 8 * 90 \text{ Вт} = 853.33 \text{ Вт}$$

### **Інші (невраховані) втрати холоду**

Інші теплоприпливи, що не піддаються розрахунку, викликані в основному втратами холоду поза приміщенням, що охолоджується: у трубопроводах холодильного агенту та проміжного холодоносія (роз- солу чи повітря), через ізольовані поверхні випарників, розсільних насосів, інших апаратів і елементів, а також через нещільності в люках і дверях тощо. Вони приймаються як частка вже розрахованих сумарних теплоприпливів через огороження, тобто, Вт,

$$Q_5 = (1,15...1,20) \cdot Q_1. \quad (20)$$

$$Q_5 = 1.18 * 15060.26 \text{ Вт} \approx 17771.11 \text{ Вт}$$

### **Визначення необхідної холодопродуктивності**

Тепер, коли ми розраховали всі складові теплоприпливів, можемо визначити загальну необхідну холодопродуктивність холодильної установки, яка має компенсувати всі ці теплоприпливи і підтримувати задану температуру в камері.

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5$$

Підставляємо значення:

$$Q_0 = 15060.26 \text{ Вт} + 15\,288.89 \text{ Вт} + 875 \text{ Вт} + 853.33 \text{ Вт} + 17771.11 \text{ Вт} \approx 49848.59 \text{ Вт}$$

Отже, необхідна холодопродуктивність ( $Q_0$ ) для нашої холодильної камери становить приблизно 49.85 кВт.

### **Робоча холодопродуктивність компресора ( $Q_{0к}$ )**

Робоча холодопродуктивність компресора ( $Q_{0к}$ ) - це холодопродуктивність, яка необхідна для компенсації теплоприпливів в холодильну камеру з урахуванням коефіцієнта робочого часу компресора ( $b$ ).

$$Q_{0к} = Q_0 / b$$

$Q_0$  - необхідна холодопродуктивність (вже розрахована раніше і становить 49.85 кВт).

$b$  - коефіцієнт робочого часу компресора. Для трюмної установки  $b = 1$ .

$$Q_{0р} = Q_{0к} = Q_0 / b = 49.85 \text{ кВт} / 1 = 49.85 \text{ кВт}$$

Тобто, робоча холодопродуктивність компресора ( $Q_0p$ ) дорівнює необхідній холодопродуктивності ( $Q_0$ ), оскільки компресор працює постійно ( $b = 1$ ).

### **Вибір і обґрунтування системи охолодження, типу холодильної машини, розрахунок циклу і підбір холодильного компресора**

Розраховане значення холодопродуктивності установки, температура зберігання вантажів (продуктів), обрані холодоагент, система охолодження та параметри навколишнього середовища є вихідними даними для вибору типу та розрахунку циклу холодильної машини, підбору компресора, теплообмінних апаратів і допоміжного обладнання.

Тип і склад системи охолодження (СО) в основному залежать від роду вантажу та технологічних вимог до його холодильної обробки і зберігання, від типу приміщень, що обслуговуються, чи технологічних комплексів, від призначення судна, району експлуатації та інших факторів. Рішення щодо вибору СО може бути отримано на основі техніко-економічного аналізу для кожного конкретного судна після вивчення переваг та недоліків існуючих СО і прикладів їхнього використання на різних судах для різних типів приміщень, що охолоджуються, і технологічних комплексів.

Усі системи охолодження можна розділити на дві групи: системи безпосереднього і непрямого (розсільного) охолодження. У першому випадку здійснюється перенос теплоти від вантажу, що охолоджується, до холодоагенту, який кипить у приладах охолодження (ПО) приміщення, що обслуговується. У другому випадку додається процес теплопередачі до проміжного холодоносія (розсолу). Розсіл, що охолоджується у випарнику холодильної машини киплячим холодоагентом, подається насосами в розсільні батареї (гладкотрубні чи ребристі, однорядні чи дворядні), які монтуються в трюмах на бортах або ж на підволоці.

Різновидом розсільної СО є панельна (розсільна панельна система охолодження), тому що в каналах ПО (панелей) циркулює розсіл.

Використання систем із проміжним холодоносієм (розсолом) приводить до того, що в розсільних випарниках холодильної машини виникає

додаткова різниця температур у межах 4...6 °С що для під- тримки заданих параметрів об'єкта охолодження вимагає відповідного зниження температури кипіння холодоагенту. Це призводить до зменшення питомої масової холодопродуктивності  $q_0$ , кДж/кг (найменшою для R12) та збільшення питомої роботи стискання  $l$ , кДж/кг, що найбільш істотно для R717 (аміаку).

У системах безпосереднього та розсільного охолодження здійснюється теплообмін при природному русі повітря за рахунок різниці густин нагрітого та холодного повітря. Ці системи ще називаються системами "тихого" охолодження. Швидкості природного руху повітря недостатньо для швидкого відводу теплоти від вантажу. Тому СО із природною циркуляцією не можуть використовуватися під час перевезення в трюмах особливо "ніжних" продуктів, таких як охолоджене м'ясо (температура зберігання -3...+1 °С), яйця (-1...+1 °С) тощо. Ці системи також не можуть інтенсивно відводити теплоту та газу, які виділяються фруктами та овочами при зберіганні, й тому застосовуються тільки для "недихаючих" вантажів.

Примусовий рух повітря можна здійснити вентиляторами, які встановлюють біля поверхні камерного теплообмінника у приміщенні, що обслуговується. У теплообміннику відбувається кипіння холодоагенту або підігрів розсолу за рахунок теплоти, підведеної повітрям, при цьому повітря інтенсивно охолоджується та нагнітається в приміщення. Особливістю цього способу охолодження, який називається повітряною системою охолодження, є наявність у системі замість батареї іншого теплообмінного апарата – повітроохолоджувача (ПвО), у якому здійснюється охолодження повітря та його циркуляція за допомогою вентилятора. ПвО встановлюються в трюмі чи за його межами (у вигородці). Із трюму повітря відсмоктується вентиляторами та направляється у ПвО, охолоджується в ньому й по нагнітальних каналах повертається в приміщення, що охолоджується. У трюмі може застосовуватися і безканалне розподілення повітря.

Системи повітряного охолодження приміщень, особливо з повітроохолоджувачами безпосереднього охолодження, є найбільш прогресивними.

Досить докладний опис різних систем охолодження, їхніх переваг і недоліків наведено в, що дозволяє на підставі порівняльного аналізу вибрати СО для проектуємої холодильної установки.

Розглянемо області застосування різних типів систем охолодження **СХУ трюмів**. Усі універсальні рефрижераторні судна оснащені повітряними СО з канальним повітророзподіленням. Ці системи знаходять застосування і для більшості спеціалізованих суден, зокрема рибпромислових усіх типів. У них переважно використовується безпосереднє кипіння *R407с*, хоча на суднах старих проектів зустрічаються установки, що використовують *R407с* і навіть аміак (*R717*). При великих розмірах приміщень, що охолоджуються, для зменшення ємності системи холодоагенту нерідко застосовують розсільно-повітряну СО, що використовує *R22* чи *R717*, чи безпосередню повітряну з *R407с*, але при децентралізованому холодопостачанні.

Повітряною безпосередньою СО з *R407с* чи *R12* також обладнують одиночні рефрижераторні трюми суден-постачальників і невеликі трюми (камери), у яких передбачено заморожування продукції. На декількох серіях рибообробних та рибодобувних суден використовуються розсільні панельні СО.

Розсільні батарейні СО використовуються головним чином на суднах рибпромислового флоту старої побудови з температурою зберігання до  $-20^{\circ}\text{C}$ , частіше з *R717*, рідше – із хладонами. Безпосередні батарейні СО можуть використовуватися тільки для одиночних трюмів невеликих розмірів при невеликих внутрішніх теплоприпливах і значних допустимих коливаннях температур зберігання.

У **провізійних камерах** у даний час використовують тільки безпосередню СО з *R12*. Класичною є схема з обслуговуванням "мінусового"

(морожена продукція) і "плюсового" (овочі, фрукти, напої, суха провізія) блоків охолоджуваних приміщень окремими компресорно- конденсаторними агрегатами із спільним резервним. Найчастіше в "мінусовому" блоці застосовується батарейна СО, а в "плюсовому" – повітряна. Однак останнім часом спостерігається тенденція викорис- тання повітряних СО і в камерах "мінусового" блоку, що дозволяє спростити СХУ та її експлуатацію (відтанення ПвО), зменшити асор- тимент устаткування, відносно швидко за допомогою резервного агре- гату заморожувати продукцію в окремих камерах.

Згідно з протоколом Монреальської конференції 1986 р. випуск *R12* підлягає повному припиненню виробництва. Альтернативними *R12* є озонобезпечні холодоагенти *R134a*, *R152a*, *R22/R142b* (неазеотропна суміш). Однак налагодження їхнього промислового випуску потребує певного часу і самим реальним замінником *R12* у даний час, імовірно, виявиться *R22*.

**В установках комфортного кондиціонування повітря** зви- чайно використовуються системи безпосереднього повітряного охо- лодження на *R12* і *R22*.

У **СХУ швидкоморозильних апаратів (ШМА)** повітряного типу найбільш часто використовується безпосередня СО на *R407c* чи *R717*. У плиточно-контактних ШМА використовується як розсільна, так і безпосередня СО; в останньому випадку застосовують насосну подачу холодоагенту.

Для **установок попереднього охолодження риби** застосо- вують охолодження забортною водою, що циркулює через випарник та бункери, чи забортною водою, що охолоджується розсільними батареями, встановленими в бункерах.

**Льодогенератори** лускоподібного льоду працюють із безпосе- реднім кипінням *R717* чи *R22* (рідше *R12*).

**Вибір типу та схеми холодильної машини, її робочий цикл** У суднових холодильних установках переважно поширення отримали одноступінчасті пароконденсаторні холодильні машини (ПКХМ).

При температурах кипіння холодоагенту нижче  $-35\dots-40$  °С можуть застосовуватися двоступінчасті або каскадні ПКХМ.

Вибір схеми ПКХМ, циклу її роботи та холодоагенту ґрунтується на результатах техніко-економічних розрахунків і може бути проведений за

Із попереднього розрахунку холодильної установки відомі: температура забортної води  $t_{зв}$ , температура в приміщенні, що охолоджується,  $t_{кін}$  і теплове навантаження на холодильну машину (холодопродуктивність)  $Q_0$ . Якщо холодильний агент не заданий, він вибирається на підставі аналізу його позитивних і негативних якостей у залежності від температури кипіння, типу прийнятого компресора та призначення холодильної установки. На даний час у суднових ПКХМ застосовуються такі холодоагенти як  $R407c$ ,  $R12$  і  $R717$ . Усе більш широке застосування знаходить хладон  $R22$ , а також нові перспективні хладони та їхні суміші

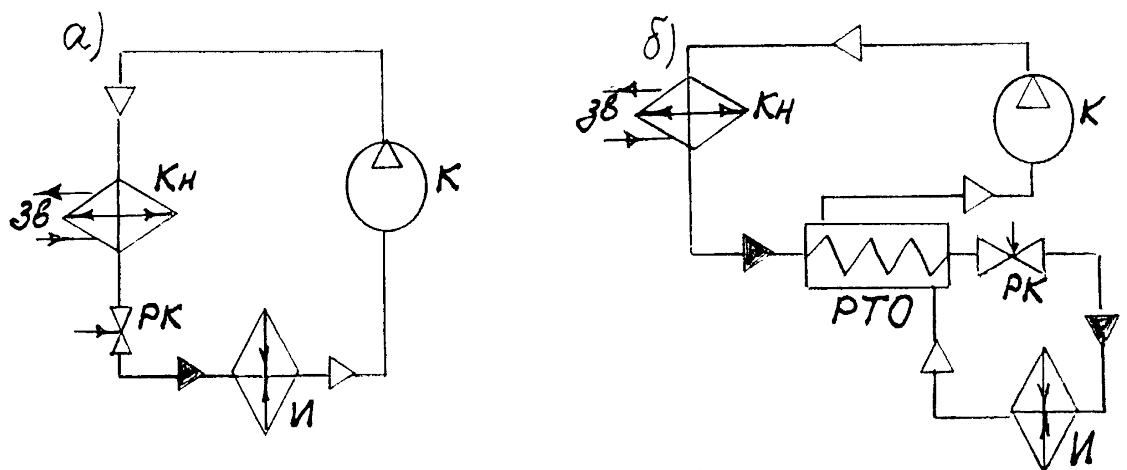


Рисунок 5 – Принципова схема парокompресорної ХМ

а – без регенерації; б – із регенерацією;

К – компресор; Кн – конденсатор; Вп – випарник; РК – регулювальний (дросельний) клапан; РТО – регенеративний теплообмінник; ЗВ – забортна вода

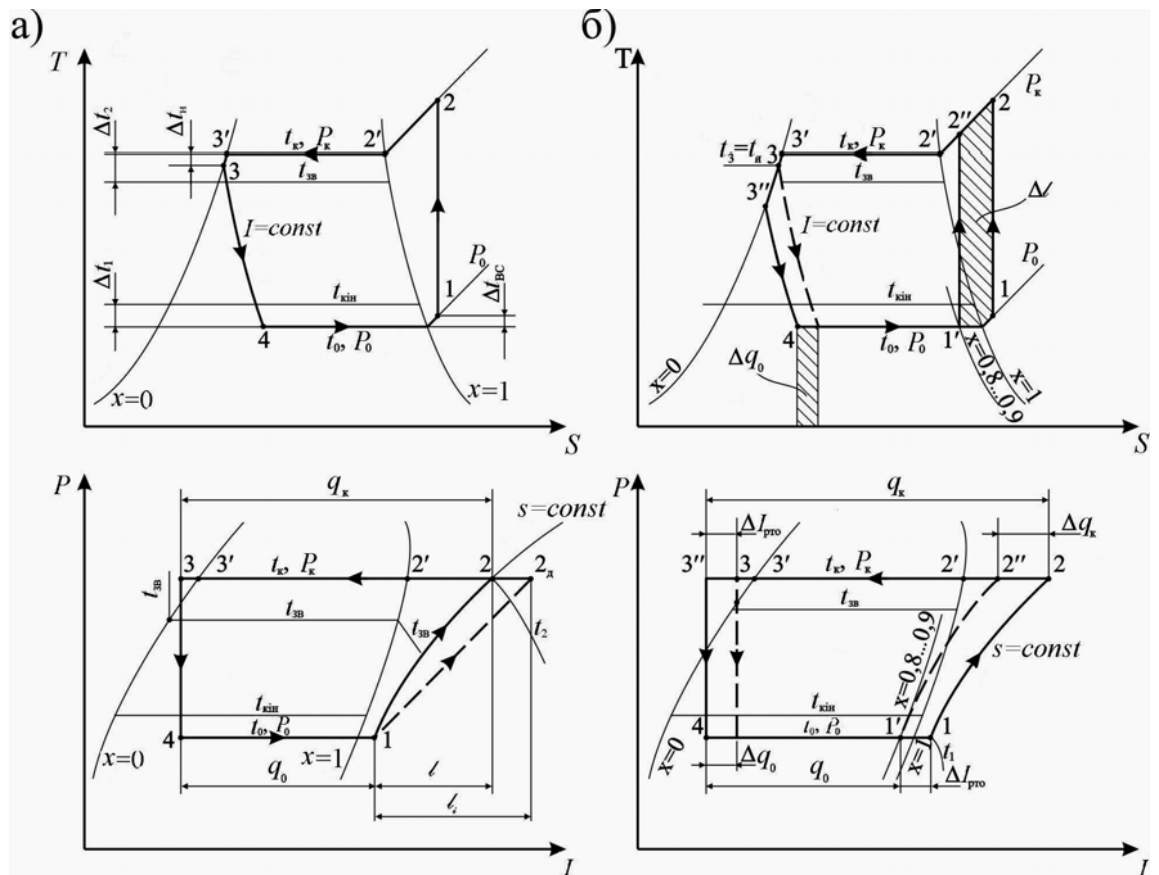


Рисунок 6 – Теоретичний цикл одноступінчастої ПКХМ

а) без регенерації; б) із регенерацією

У теплообмінних апаратах холодильної установки неминуча різниця між температурами кипіння холодоагенту  $t_0$  і в охолоджуваному приміщенні  $t_{кін}$ , а також між температурами конденсації  $t_k$  і забортної води  $t_{зв}$

$$\Delta t_0 = t_{кін} - \Delta t_1; \quad t_k = t_{зв} + \Delta t_2$$

Досвід експлуатації показує, що різниця температур дорівнює

$\Delta t_1 \approx 7...10$  °С для систем безпосереднього і  $\Delta t_1 = 15...16$  °С – для систем розсільного охолодження, коли різниця температур розсолу на вході в розсільний випарник і кипіння холодоагенту складає 4...6 °С.

Температура конденсації холодоагенту  $t_k$  залежить від температури забортної води  $t_{зв}$ , що приймається в залежності від району плавання судна (див. Додаток 1). Різницю температур у конденсаторі можна прийняти  $\Delta t_2 = 10...12$  °С для малих і  $\Delta t_2 = 6...8$  °С – для великих холодильних машин з урахуванням того, що при підвищенні  $t_k$  збільшуються енерговитрати на

установку, проте зменшується поверхня теплообміну конденсатора і його вартість.

Температура переохолодження рідкого холодоагенту в конденсаторі  $t_3$  (у літературі з холодильної техніки часто позначається як  $t_n$ ) залежить від типу конденсатора. Звичайно переохолодження у кожухотрубному конденсаторі складає 1...2 °С при  $\Delta t_2=6...8$  °С. Однак, якщо

$\Delta t_2=10...12$  °С і в конденсаторі значний стовп рідкого холодоагенту (затоплений конденсатор), можна досягти переохолодження рідкого холодоагенту в ньому до величини  $t_k-t_3=5...6$  °С. Значне переохолодження, майже до температури охолоджуючої забортної води, можливе у проточному переохолоджувачі, установленому після конденсатора (у напрямку руху холодоагенту)

Економічно вигідно та сприятливіше для роботи компресора, щоб він усмоктував з випарника злегка перегріті пари. Цей перегрів

$$\Delta t_{вс} = t_{вс} - t_0$$

для аміачних машин складає 3...7 °С, а для хладонових машин – від 10 до 15 °С. Менший припустимий перегрів пари в аміачних машинах пояснюється високою температурою пари наприкінці стискання [1].

Перегрів пари на усмоктуванні  $\Delta t_{вс}$  у циклах з регенерацією може досягати 30 °С при низьких значеннях  $t_0$ , а за умови кондиціонування повітря ( $t_0=5...7$  °С) –  $\Delta t_{вс}=10...15$  °С

Перегрів всмоктуваної пари холодоагенту в герметичних і безсальникових компресорах може бути прийнятий у першому наближенні 15...30 °С.

Регенерація в циклі ПКХМ доцільна в тому випадку, коли вона призводить до підвищення економічності роботи машини, тобто коли холодильний коефіцієнт  $\epsilon_p > \epsilon$ . Це буде мати місце при  $\Delta q_0/q_0 > \Delta l/l$ ,

тобто якщо відносний приріст холодопродуктивності перевищує відносне збільшення роботи стискання.

В аміачних машинах регенерація викликає зменшення, а в хладо- нових (*R12*) і вуглекислотних – підвищення холодильного коефіцієнту. Тому всі машини, що працюють на *R12*, випускаються з регенеративними теплообмінниками. Для *R407с* застосування регенерації практично не змінює холодильний коефіцієнт.

## РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПОКАЗНИКІВ ЦИКЛУ ЗА ДОПОМОГОЮ I-LGP ДІАГРАМИ R407C

За рекомендаціями, наведеними вище, визначаються температури кипіння  $t_0$  і конденсації  $t_k$ , а за ними визначаються відповідні тиски  $P_0$  і  $P_k$  й наносяться на  $I$ - $lgP$ -діаграму холодильного агента. Положення точки 1 (визначають за тиском  $P_0$  і температурою  $t_{вс}$ , яка при прийнятому перегріві  $\Delta t_{вс}$  визначається як

$$t_{вс} = t_0 + \Delta t_{вс}.$$

При відсутності перегріву її положення визначається за тиском кипіння  $P_0$  на правій пограничній кривій ( $x=1$ ) чи при прийнятому ступені сухості пари  $x=0,8\dots0,9$ , яка забезпечує кращий теплообмін у випарнику.

У теоретичному циклі приймається, що процес стискання в комп-ресорі здійснюється ізоентропно, тому через точку 1 проводиться ізоентропа ( $S=const$ ) й на її перетині з лінією тиску конденсації ( $P_k=const$ ) визначається точка 2. Точки 2' і 3' початку та закінчення процесу конденсації лежать на пограничних кривих  $x=1$  і  $x=0$ . Точка 3 лежить на лінії постійного тиску  $P_k=const$  і визначається за прийнятою температурою переохолодження рідкого холодоагенту в конденсаторі

$$t_3 = t_n = t_k - \Delta t_n.$$

Із точки 3 для циклу без регенерації проводиться лінія постійної ентальпії  $I=const$  (процес дроселювання в РК) і на її перетині з ізобарою  $P_0=const$  визначається положення точки 4, параметри якої характеризують стан холодоагенту на виході з РК (на вході у випарник).

Для циклу з регенерацією параметри точки 3 визначаються з урахуванням переохолодження в конденсаторі, а параметри точки 3'' (на виході з регенеративного теплообмінника) – з умови теплового балансу регенеративного теплообмінника (РТО). Відомо, що точки 3', 3 і 3'' (див. рис. 10, б) лежать на лінії  $P_k=const$  і

$$I_3 - I_{3''} = I_1 - I_{1'},$$

тобто, скільки рідкий холодоагент віддав теплоти при переохолодженні, стільки ж теплоти отримала пара при тиску  $P_0=const$  у РТО. За прийнятою величиною перегріву пари  $\Delta t_{вс}$  визначається збільшення її ентальпії в РТО

$$\Delta I_{пто} = I_1 - I_{1'},$$

де положення точки 1' може бути прийняте з урахуванням перегріву пари на лінії (трубопроводі), що з'єднує випарник із РТО, чи на правій пограничній кривій ( $x=1$ ), чи при прийнятому ступені сухості  $x=0,8...0,9$ . Тоді

$$I_{3''} = I_3 - \Delta I_{пто},$$

отже, положення точки 3'' на лінії  $P_k=const$  відомо.

Для наступних розрахунків доцільно, користуючись діаграмою стану, скласти таблицю параметрів ( $t, P, I, v$ ) холодоагенту в основних точках циклу (див. табл. 2).

Аналогічна таблиця складається і для циклу ПКХМ із регенерацією, причому як у простому, так і в регенеративному циклі нас поки цікавить тільки питомий об'єм  $v_1$  усмоктуваної компресором пари у точці 1. Питомий об'єм пари чи рідини в інших точках спеціалістам потрібний буде при розрахунку відповідних трубопроводів і підборі арматури.

Точка 1 ( $P_0 = 5.05$  бар,  $t_1 = 9.5^\circ\text{C}$ ):  $I_1 = 420$  кДж/кг,  $v_1 = 0,0465$  м<sup>3</sup>/кг

Точка 2 ( $P_k = 15.4$  бар,  $t_2 = 40.3^\circ\text{C}$ ):  $I_2 = 477$  кДж/кг

Точка 3 ( $P_k = 15.4$  бар,  $t_3 = 40^\circ\text{C}$ ):  $I_3 = 183$  кДж/кг

Точка 4 ( $P_0 = 5.05$  бар,  $I_4 = I_3$ ):  $t_4 = -8^\circ\text{C}$

Розраховуємо основні показники циклу

$q_0$  — питома масова холодопродуктивність:

$$q_0 = I_1 - I_4 = 420 - 183 = 237 \text{ кДж/кг}$$

$q_v$  — питома об'ємна холодопродуктивність:

$$q_v = q_0 / v_1 = 237 / 0,0465 = 5096.77 \text{ кДж/м}^3$$

$G_0$  — масовий расход хладоагента:

$$G_0 = Q_0 / q_0 = 49768,59 / 237 = 0,21 \text{ кг/с}$$

$V_0$  — действительный объем пари, всасываемой компрессором:

$$V_0 = Q_0 / q_v = 49768,59 / 5096,77 = 9,76 \text{ м}^3/\text{с}$$

$l$  — питома́я работа компрессора:  $l = I_2 - I_1 = 477 - 420 = 57 \text{ кДж/кг}$

## ПІДБІР ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕСОРА

Вибір типу компресора здійснюється в залежності від призначення холодильної установки, продуктивності компресора і ступеня підвищення тиску  $P_k/P_0$  у ньому. У суднових рефрижераторних установках найчастіше застосовують поршневі ( $Q_0=0,1...300$  кВт) і гвинтові ( $Q_0=110...2850$  кВт) компресори, а іноді при дуже великій холодопродуктивності (до 12...19 МВт) – відцентрові. Крім того, у судновій холодильній техніці іноді використовуються ротаційні компресори: з ротором, що котиться, ( $Q_0$  до 2 кВт) і пластинчасті ( $Q_0=110...535$  кВт); останні застосовуються як ступіні низького тиску в дво- і тріступінчастих ПКХМ. Холодильні компресори, призначені для роботи в широкому діапазоні тисків усмоктування і нагнітання, вважаються універсальними. Це компресори одноступінчастих холодильних машин.

Якщо для проектуємої установки обрано поршневий компресор, то далі варто визначитися в ступені герметичності компресора.

За ступенем герметичності поршневі холодильні компресори поділяють на герметичні (ПГ) із вбудованим електродвигуном у спільному з компресором герметичному нероз'ємному кожусі, безсальникові (ПБ) із вбудованим електродвигуном, але з роз'ємним кожухом, і сальникові (відкриті) (П). Той самий типорозмір може випускатися у безсальниковому та сальниковому варіантах. При роботі на холодоагенті R717 застосовуються, як правило, сальникові компресори. Конструкції, особливості роботи та характеристики компресорів різного типу докладно розглянуті

Розрахункова холодопродуктивність суднової холодильної установки може бути забезпечена одним чи декількома компресорами в залежності від вимог, які висуваються Регістром чи правилами інших морських класифікаційних товариств. Це ж відноситься й до кількості інших механізмів і апаратів холодильної установки.

Основні величини, що характеризують розміри і конструктивні параметри поршневого компресора, визначаються за наступними формулами.

Об'єм, описуємий поршнями компресора, м<sup>3</sup>/с,

$$V_h = Q_0 / (q_v \cdot \lambda) = V_0 / \lambda = Q_0 \cdot v_1 / (q_0 \cdot \lambda) = G_0 \cdot v_1 / \lambda, \quad (20)$$

де  $Q_0$  – необхідна робоча холодопродуктивність компресора, кВт;

$V_0$  і  $G_0$  – дійсна об'ємна, м<sup>3</sup>/с, і масова, кг/с, продуктивності компресора;

$\lambda$  – коефіцієнт подачі.

Коефіцієнт подачі  $\lambda$  враховує усі об'ємні втрати, тобто втрати продуктивності в реальному компресорі й умовно виражається як добуток чотирьох-п'яти основних коефіцієнтів, формули для розрахунку яких наведено в [1, 14]. На величину цих коефіцієнтів й, як наслідок, коефіцієнта подачі  $\lambda$ , в основному впливають тип компресора (герметичний, безсальниковий, сальниковий), система його охолодження, тип холодоагенту, величина мертвого простору  $c$ , частота обертання вала  $n$  і ступінь підвищення тиску в компресорі  $P_k/P_0$ . Тому точно розрахувати  $\lambda$  компресора практично неможливо, і для визначення  $\lambda$  компресора, що проектується, краще скористатися експериментальними залежностями  $\lambda=f(P_k/P_0, c, n)$  для однотипних із ним компресорів.

За величиною  $V_h$  може бути підібрано компресор необхідної холодопродуктивності з числа випускаємих промисловістю. Однак краще підбирати компресор за необхідною холодопродуктивністю при певних умовах роботи. Для цього потрібно перерахувати робочу холодопродуктивність компресора  $Q_{0p}$  (що визначається за зазначеними вище розрахунковими робочими циклами) на стандартизовані режимні умови. Холодопродуктивність того самого компресора різна при різних умовах роботи, але описуємий поршнями секундний об'єм  $V_h$  залишається при цьому незмінним. Тому стандартна холодопродуктивність визначається за очевидною залежністю:

$$Q_{0ст} = Q_{0p} \cdot q_{vст} \cdot \lambda_{ст} / (q_{vp} \cdot \lambda_p) \quad (21)$$

$q_{vст}$  і  $q_{вр}$  – питомі об'ємні холодопродуктивності відповідно при стандартних і робочих умовах; для R717:  $q_{vст}=2216$  кДж/м<sup>3</sup> при  $(P_k/P_0)_{ст}=4,94$ ; для R12:  $q_{vст}=1334$  кДж/м<sup>3</sup> при  $(P_k/P_0)_{ст}=4,07$

$\lambda_{ст}$  – коефіцієнт подачі компресора при стандартних умовах роботи; визначається як і значення  $\lambda_p$ , але при  $(P_k/P_0)_{ст}$ .

Для одноступінчастих компресорів, що знаходяться в експлуатації, стандартний режим роботи раніше визначався наступними температурами: для аміачних машин  $t_0=-15$  °С,  $t_k=30$  °С,  $t_{вс}=-10$  °С,  $t_3=25$  °С; для хладонових машин  $t_0=-15$  °С,  $t_k=30$  °С,  $t_{вс}=15$  °С,  $t_3=25$  °С.

У нормативних документах на холодильні компресори, що випускаються промисловістю, наводяться номінальна холодопродуктивність і потужність відповідно до стандарту СТ РЕВ 1573-79. Специфікаційні режими роботи встановлені для високо-, середньо- і низькотемпературного діапазонів температури кипіння.

Якщо невідомі значення  $q_{vст}$  і  $\lambda_{ст}$ , але відомі специфікаційні холодопродуктивність і температури, при яких вони отримані, то, побудувавши цикл ПКХМ, можна визначити значення  $q_v$  і  $\lambda$ , що приймаються як стандартні величини. Для компресорів, що випускаються серійно промисловістю, при визначенні робочої холодопродуктивності в необхідному режимі використовують графічні характеристики  $Q_0=f(t_0)$  при різних  $t_k$ .

За величиною  $V_h$  чи  $Q_{0ст}$  добирається відповідний компресор

Ми обрали компресор Bitzer 4JE-15Y-40P, у якого:

$Q_{0ст} = 30.1$  кВт (при  $t_0 = -10$ °С і  $t_k = 35$ °С)

$V_h = 0,0176$  м<sup>3</sup>/с

## ВИБІР КОНДЕНСАТОРА

У суднових холодильних установках знайшли застосування кожухотрубні та кожухозмійовикові горизонтальні конденсатори з водяним охолодженням

Тепловий розрахунок для підбору необхідного конденсатора зводиться до визначення площі теплопередаючої поверхні та витрати холодної води для відведення розрахункового теплового навантаження. Площа теплопередаючої поверхні конденсатора по внутрішньому діаметру трубок, м<sup>2</sup>,

$$F_{к.вн} = (Q_k / q_{к.вн}) \cdot \eta_k \quad (22)$$

$Q_k$  – теплове навантаження конденсатора, Вт, обумовлене розрахунком циклу холодильної установки

$$Q_k = G_0 \cdot q_k$$

при цьому бажано обчислювати  $q_k$  за формулою:  $q_k = I_{2д} - I_3$

$q_{к.вн}$  – поверхнева густина теплового потоку конденсатора, віднесена до внутрішньої (розрахункової) поверхні, Вт/м<sup>2</sup>;

$\eta_k$  – коефіцієнт запасу поверхні (на заглушіння ушкоджених трубок), приймається рівним 1,05...1,10.

Поверхнева густина теплового потоку конденсатора, Вт/м<sup>2</sup>,

$$q_{к.вн} = k_{вн} \theta_k \quad (23)$$

$k_{вн}$  – коефіцієнт теплопередачі конденсатора, віднесений до внутрішньої поверхні, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\theta_k$  – повна різниця температур у конденсаторі, °С.

Для горизонтальних кожухотрубних конденсаторів можна приймати:  $k_{вн}=700...1000$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) – для аміачних і  $k_{вн}=1300...1800$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) – для хладонових апаратів

Повна різниця температур у конденсаторі, °С,

$$\theta_k = (t_{w2} - t_{w1}) / \ln[(t_k - t_{w1}) / (t_k - t_{w2})]. \quad (24)$$

Температура води, що надходить до конденсатору,  $t_{w1}$  звичайно дорівнює температурі забортної води  $t_{зв}$ . Температуру води на виході з конденсатора приймають  $t_{w2} = t_{w1} + (2...4) \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Рекомендована поверхнева густина теплового потоку у конденса- торах типу КТГ дорівнює  $4070 \text{ Вт/м}^2$ , але може досягати і більш висо- ких значень (до  $5250 \text{ Вт/м}^2$ ); повна різниця температур для них  $5...6 \text{ } ^\circ\text{C}$ ; швидкість води у трубках  $1,5...2,0 \text{ м/с}$ .

Поверхнева густина теплового потоку, віднесена до зовнішньої (оребреної) поверхні, хладонових конденсаторів типу КТР складає  $3500 \text{ Вт/м}^2$ , рекомендована різниця температур між водою і темпера- турою конденсації –  $4...5 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Для конденсаторів типу МКТНР  $q_{к.вн}$  до- сягає  $11600 \text{ Вт/м}^2$

Найбільш повні дані з  $k_{вн}$  і  $q_{вн}$  для різних теплообмінних апаратів наведено. За розрахованою площею поверхні теплообміну добирають один чи кілька конденсаторів відповідного типу

Об'ємні витрати охолоджуючої води через конденсатор,  $\text{м}^3/\text{с}$ ,

$$V_w = 10^{-3} \cdot Q_k / [C_w \cdot \rho_w \cdot (t_{w2} - t_{w1})], \quad (25)$$

$C_w$  – питома теплоємність охолоджуючої забортної (морської) води;

$C_w = 3,93 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ ;

$\rho_w$  – густина води ( $\rho_w = 1025 \text{ кг/м}^3$ ).

За витратою води, з урахуванням необхідного напору, добирають насоси.

$$V_w = 10^{-3} \cdot 54\,549.70 \text{ Вт} / [3.93 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)} \cdot 1025 \text{ кг/м}^3 \cdot (32^\circ\text{C} - 30^\circ\text{C})] \approx 0.0067 \text{ м}^3/\text{с}$$

За цих даних, можна обрати потрібний конденсатор. Я обрав конденсатор компанії Bitzer, модель К373НВ, з холодопродуктивністю  $67,1 \text{ кВт}$ , його поверхня дорівнює  $25.36 \text{ м}^2$ , витрата охолоджувальної води дорівнює  $0.0069 \text{ м}^3/\text{с}$ , а теплове навантаження  $63.10 \text{ кВт}$

## ВИБІР ВИПАРНИКА

На судах повітроохолоджувачі (ПвО) застосовують для охолодження трюмів і провізійних камер, а також у системах комфортного та технічного кондиціонування. У повітроохолоджувачах здійснюється примусовий рух повітря чи іншого газового середовища в міжтрубно-міжреберному просторі за допомогою електровентиляторів, що дозволяє інтенсифікувати теплообмін. Конструкції, умови роботи, методики розрахунку та характеристики вентиляторів, які випускаються промисловістю, наведено в [1, 2].

При розрахунку повітроохолоджувачів визначається повна зовнішня (з боку повітря) площа теплопередаючої поверхні, м<sup>2</sup>,

$$F_{\text{по}} = (Q_0 / [k_{\text{по}} \cdot \theta_{\text{по}}]) \cdot \eta_{\text{по}}, \quad (26)$$

$Q_0$  – холодопродуктивність повітроохолоджувача, Вт;

$k_{\text{по}}$  – коефіцієнт теплопередачі ПвО, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\theta_{\text{по}}$  – середня різниця температур між циркулюючим повітрям та холодоагентом, що кипить, або розсоллом, °С;

$\eta_{\text{по}}$  – коефіцієнт запасу поверхні, який приймають рівним 1,05...1,10.

Середня різниця температур (температурний напір) для ПвО безпосереднього охолодження, °С,

$$\theta_{\text{по}} = (t_{\text{п1}} - t_{\text{п2}}) / \ln[(t_{\text{п1}} - t_0) / (t_{\text{п2}} - t_0)], \quad (27)$$

$t_{\text{п1}}, t_{\text{п2}}$  – відповідно, температура повітря на вході та на виході з ПвО, °С;

$t_0$  – температура кипіння холодоагенту, °С.

Середня різниця температур для розсільного ПвО, °С,

$$\theta_{\text{по}} = [(t_{\text{п1}} - t_{\text{р2}}) - (t_{\text{п2}} - t_{\text{р1}})] / \ln[(t_{\text{п1}} - t_{\text{р2}}) / (t_{\text{п2}} - t_{\text{р1}})], \quad (28)$$

$t_{\text{п1}}, t_{\text{п2}}$  – відповідно, температура повітря на вході і виході з ПвО, °С;

$t_{\text{р1}}, t_{\text{р2}}$  – відповідно, температура розсолу на вході і виході з ПвО, °С.

Як правило, ПвО мають безпосереднє охолодження при кипінні холодоагентів у трубках, рідше – розсільне і у даному навчальному посібнику розсільні ПвО не розглядаються.

Величина  $\theta_{\text{по}}$  приймається рівною 6...12 °С при  $t_0 \approx -30 \dots -40$  °С і  $\theta_{\text{по}} = 12 \dots 18$  °С при  $t_0 \approx 0$  °С [8].

Повітря у ПвО трюмів (провізійних камер) охолоджується на

2...5 °С, а холодоносій (розсіл) при проходженні у ПвО нагрівається на 2...3 °С

У практичних розрахунках значення коефіцієнта теплопередачі можна приймати за даними

для гладкотрубних аміачних повітроохолоджувачів з поперечним рухом повітря при швидкості 3...5 м/с –  $k_{\text{по}} \approx 29 \dots 35$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), для орєб- рених –  $k_{\text{по}} = 11,6 \dots 17,5$  Вт/(м<sup>2</sup>·К);

для хладонових ПвО з орєбреними трубками при коефіцієнті орєбрєння  $\beta = 10 \dots 15$  –  $k_{\text{по}} = 17,5 \dots 23,3$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Значення основних показників, що характеризують процеси теплообміну в апаратах ПКХМ наведено в [1, Додаток 6].

За знайденою площею теплопередаючої поверхні добирається один чи кілька повітроохолоджувачів [2, Додаток 1].

Витрата повітря через ПвО, м<sup>3</sup>/с,

$$V_{\text{по}} = 10^{-3} \cdot Q_0 / [\rho_{\text{п}} \cdot (I_{\text{п1}} - I_{\text{п2}})], \quad (29)$$

де  $I_{\text{п1}}$  і  $I_{\text{п2}}$  – ентальпія повітря на вході і виході з ПвО, кДж/кг;

$\rho_{\text{п}}$  – густина повітря, кг/м<sup>3</sup>, при середній температурі, яка дорівнює  $0,5 \cdot (t_{\text{п1}} + t_{\text{п2}})$ .

За початковою температурою  $t_{\text{п1}}$  і вологістю  $\phi_1$  знаходиться точка 1, що характеризує параметри повітря на вході в ПвО

Точка Н знаходиться на кривій насичення  $\phi=1,0$  (100 %) у місці перетинання з ізотермою  $t_n$  –лінією середньої температури поверхні охолодження  $t_n = t_0 + (1...3) \text{ }^\circ\text{C}$

Оскільки температура поверхні  $t_n$ , як правило, нижче температури точки роси (точка 1'), то одночасно з охолодженням повітря відбувається і його осушення (процеси 1-1' і 1'-Н). Параметри охолодженого повітря (точка 2) визначаються на лінії 1-Н при заданій температурі  $t_{n2}$ .

Після цього вибирають електровентилятор чи перевіряють об'ємну витрату,  $\text{м}^3/\text{с}$ , вбудованих у ПвО вентиляторів.

Для обрання випарника ми визначили всі необхідні данні.

За визначенними даними я обрав випарник компанії Garcia Camara, модель LC173A

## **АВТОМАТИЗАЦІЯ СУДНОВОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ**

Автоматизація СХУ забезпечує заданий технологічний режим обробки та зберігання вантажів, які перевозяться, з мінімальними експлуатаційними витратами та поліпшенням умов праці обслуговуючого персоналу. У залежності від свого рівня автоматизація може бути повною чи частковою. Повна автоматизація вирішує завдання автоматичного регулювання, автоматичного захисту, сигналізації та контролю. До головних завдань автоматичного регулювання відносяться:

- підтримка заданої температури в охолоджуємому приміщенні, що є основним завданням автоматизації;
- регулювання подачі холодоагенту у випарники;
- регулювання холодопродуктивності компресора.

До допоміжних завдань автоматизації відносяться: регулювання відносної вологості повітря в приміщенні, що охолоджується; підтримка різних температур кипіння у випарниках і тиску конденсації; автоматизація процесів відтанення інею тощо.

Система автоматичного захисту (САЗ) забезпечує вимикання компресора у випадку досягнення граничних значень контрольованих параметрів. САЗ працює разом із системою автоматичної сигналізації (САС), що у залежності від ступеня відхилення регульованого параметра видає попереджувальний сигнал у світловій і звуковій формі.

**Схеми і способи регулювання температури в приміщеннях** У приміщеннях, що охолоджуються, встановлюють датчики температурних реле ТР, що керують соленоїдними вентилями (СВ) подачі холодоагенту до приладів охолодження. ТР малих ХМ (для провізійних камер) може безпосередньо керувати пуском і зупинкою компресора. У великих установках продуктивність компресорів змінюють за сигналом датчика тиску усмоктування. Зменшення теплового навантаження на

об'єкт охолодження приводить до зниження тиску усмоктування і регулятор компресора так зменшує його продуктивність,

щоб тиск усмоктування залишився тим же.

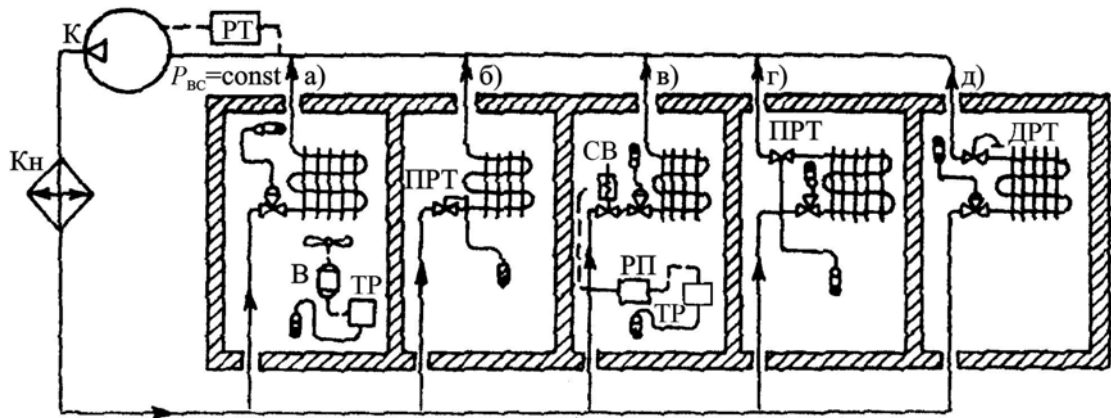
Деякі засоби регулювання температури в приміщеннях при безпосередньому охолодженні

Двопозиційна зміна коефіцієнту теплопередачі випарника за рахунок пуску і зупинки вентилятора В (дозволяє зменшувати холодопродуктивність у 3...4 рази шляхом зміни коефіцієнта робочого часу вентилятора.

Плавна зміна витрати рідкого холодоагенту здійснюється пропорційним регулятором температури ПРТ у результаті чого змінюється рівень киплячої рідини у випарнику і, отже, зменшується площа поверхні ефективного теплообміну батареї.

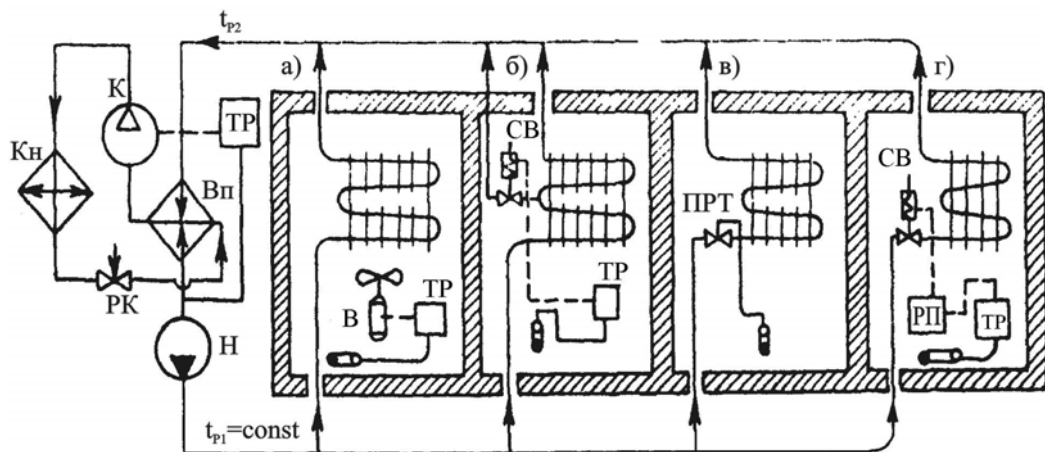
На рис. 12, в наведено схему двопозиційної зміни ефективної поверхні теплообміну випарника соленоїдним вентилем СВ на вході, що отримала найбільше поширення. СВ закривається за сигналом від камерного реле температури ТР через проміжне реле РП при досягненні заданої температури у приміщенні, що охолоджується. Після закриття СВ рідина википає, поверхня теплообміну зменшується до нуля. Тривалість википання залежить від співвідношення ємності випарників і продуктивності компресора, а межі коливання температури в охолоджуваному приміщенні – від настроювання ТР.

Більш точне регулювання температури досягається плавною зміною температури кипіння дроселюванням пари на виході з випарника за допомогою ПРТ



**Рисунок 7 – Схеми способів регулювання температури в камерах безпосереднього охолодження**

Непряме регулювання температури у приміщенні, що охолоджується здійснюється двопозиційним регулятором тиску ДРТ, що перекриває вихід з випарника при зниженні температури в охолоджуваному приміщенні. Тиск і температура кипіння підвищуються, а холодопродуктивність випарника знижується. При цьому способі виникають великі коливання температури в камері.



**Рисунок. 8 – Способи регулювання температури в камерах при розсільному охолодженні**

Зміна коефіцієнта теплопередачі залежить від коефіцієнта робочого часу вентилятора зміна площі поверхні теплообміну відбувається при відключенні частини батареї зміна різниці температур – у випадку

зміни витрати розсолу Найбільш часто застосовують схему двопозиційної зміни кількості роз- солу при цьому середня кількість розсолу, що надходить, залежить від коефіцієнта робочого часу соленоїдного вентиля.

Регулятор ТР змінює продуктивність компресора так, щоб температура розсолу на виході з випарника залишалася незмінною.

Більш докладно аналіз способів і засобів регулювання температури, подачі холодоагенту у випарники і холодопродуктивності компресора представлено у а прилади автоматики наведено у

Наведено схему системи автоматичного захисту та си- гналізації. До складу суднової холодильної установки входять без- сальниковий компресор К, конденсатор Кн, регулювальний клапан РК і розсільний випарник Вп. На схемі зв'язки між елементами, розташо- ваними на пульті та щиті, та датчиками на устаткуванні розімкнуті та позначені відповідними цифрами (1...8).

У САЗ входять шість реле захисту РЗ, що контролюють наступні параметри:

РЗ<sub>1</sub> – тиск усмоктування  $P_{ус}$ . Сигнал подається при надмірному зниженні тиску усмоктування (закриття усмоктувального клапана, забруднення фільтрів і відсутність циркуляції холодоагенту, відсутність теплового навантаження на випарник тощо);

РЗ<sub>2</sub> – різницю тисків мастила  $\Delta P_m$  на вході в мастильний насос і на виході з нього. Сигнал подається при винесенні мастила з картера компресора (під час запуску компресора РЗ<sub>2</sub> автоматично відключається);

РЗ<sub>3</sub> – тиск нагнітання  $P_n$ . Сигнал подається при надмірному підвищенні тиску нагнітання внаслідок закриття нагнітального клапана, недостатнього охолодження конденсатора, наявності повітря в сис- темі;

$PZ_4$  – температуру нагнітання  $t_n$ . Сигнал подається при надмірному перегріванні пари на виході з компресора;

$PZ_5$  – температуру обмоток  $t_{обм}$  статора убудованого електродвигуна. Сигнал подається при надмірному перегріванні обмоток;

$PZ_6$  – температуру розсолу  $t_{p2}$  на виході з випарника. Сигнал подається при її надмірному зниженні (унаслідок відмовлення системи автоматичного регулювання  $t_{p2}$ ).

Усі реле захисту підключаються до електричної схеми однократної дії АЗ. При спрацьовуванні будь-якого реле схема видає сигнал аварійної зупинки  $X_a$  в схему автоматичного керування АК, що відключає пускач електродвигуна компресора. Одночасно включається одна із сигнальних ламп  $L_1 \dots L_8$ , що сигналізує про аварійну зупинку та її причину (за номером лампи).

Після спрацьовування захисту компресор не може автоматично включитися в роботу.

Після усунення причини спрацьовування САЗ її можна повернути у нормальний стан кнопкою повернення КПЗ, при натисканні якої звільняється схема АК і дозволяється автоматичний пуск компресора. Сигнальна лампа гасне.

У САЗ входить схема блокування Бл, що сигналом  $X_{бл}$  дозволяє пуск компресора тільки за умови попереднього пуску насосів розсолу  $H_3$  і охолоджуючої води  $H_w$ .

У системі є ключ Кл, за допомогою якого компресор можна запустити вручну без захистів або з частиною останніх.

#### **Типові схеми автоматизації**

На рис. 15 показана схема автоматизації хладонової установки холодопродуктивністю близько 4 кВт, розрахованої на безпосереднє охолодження одного чи двох приміщень (камер).

Середня температура в камерах підтримується циклічною роботою компресора, пуск і зупинка якого здійснюється за допомогою реле низького тиску  $PT_n$  (входить у блок РТ).  $PT_n$  настроюють у такий спосіб (з таким розрахунком), щоб середня температура кипіння (за весь цикл) була досить низкою і забезпечувала б підтримку необхідної температури в найбільш холодній камері. Якщо при цьому в іншій камері потрібно підтримувати більш високу температуру, то можна зменшити поверхню охолодження в ній шляхом незаповнення випарника  $V_p$ , що досягається настроюванням ТРК на підтримку більш високого перегріву.

Тиск конденсації автоматично підтримується в заданих межах водорегулюючим вентилем ВРВ. Можлива установка соленоїдного вентиля, що перекриває подачу води при зупинці компресора К.

Захист від високого тиску здійснюється установкою реле високого тиску  $PT_v$ , змонтованого звичайно з  $PT_n$  в одному приладі (типу РТ-1).  $PT_v$  настроюють на вимикання компресора при надлишковому тиску нагнітання 1,0...1,1 МПа. У випадку відмовлення  $PT_v$  (якщо тиск продовжує підвищуватися) при  $P_k=1,6$  МПа (70 °С) розплавляється спеціальна пробка на конденсаторі і хладон виходить із системи. Захист обмоток електродвигуна від перегріву здійснюється тепловими реле в автоматичному вимикачі АВ (типу АП50-3МТ). Магнітні розціплювачі в ньому (токові реле) захищають від струмів короткого замикання.

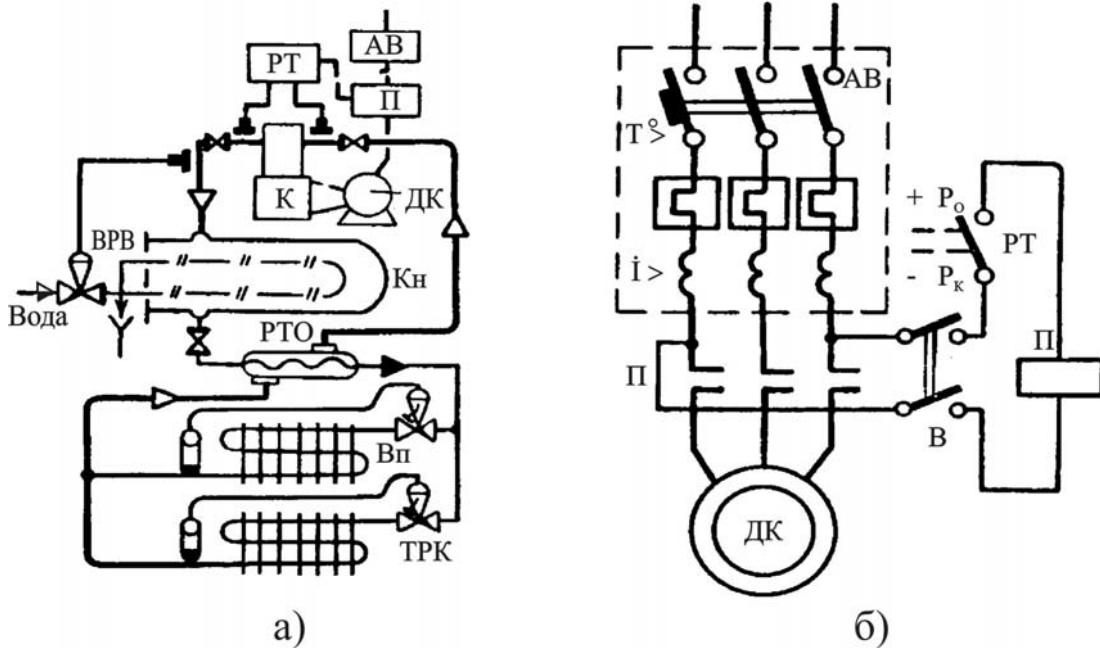


Рисунок 9 – Схема автоматизації холодильної установки

а) схема установки; б) електрична схема

Особливу увагу в цій схемі варто звернути на спільну роботу ТРК і РТ<sub>н</sub>, щоб РТ<sub>н</sub> не відключило компресор раніш, ніж відкриється ТРК. Перед включенням компресора тиск у випарнику високий, перегрів майже дорівнює нулю і ТРК закритий. Після включення компресора тиск у Вп різко падає, а температура чутливого патрона ТРК ( $t_{\text{вих.в}}$ ) майже не змінюється. Коли перегрів досягає якогось значення  $\Delta t_1$ , ТРК відкривається, при цьому подача в перший момент перевищить теплове навантаження, тиск у Вп стане підвищуватися, а температура вихідної пари і чуттєвого патрона знизиться. Перегрів впаде до значення  $\Delta t_2 < \Delta t_1$  і подача буде зменшуватися. До моменту зупинки компресора перегрів поперемінно зростає та зменшується, при цьому амплітуда коливань трохи знижується, але перегрів не приймає сталого значення, тому що момент відключення настає раніше. Коливання перегріву в період пуску можна спостерігати навіть візуально: усмоктувальний трубопровід то покривається інеєм, то відтає.

Щоб уникнути зупинки компресора до моменту відкриття ТРК релетиску настроюють так, щоб тиск усмоктування в момент відключення компресора був хоча б на 0,03...0,04 МПа нижче, ніж тиск у момент відкриття ТРК.

Після зупинки компресора тиск у Вп швидко зростає, тому що кипіння хладону продовжується, перегрів стає рівним нулю і ТРК закривається. При тривалій зупинці тиск у патроні ТРК стає вище ніж у Вп, а, отже, і температура, і цей перегрів може відкрити ТРК і рідина переповнить випарник. Тому, коли машина розрахована на роботу з тривалими зупинками перед ТРК встановлюють соленоїдний вентиль, що закриває прохід рідини після зупинки компресора.

В установках безпосереднього охолодження трьох і більш об'єктів застосування схеми з регулюванням тільки температури кипіння, тоб-то без роздільного регулювання температури в охолоджуваних об'єктах, викликає звичайно значні відхилення  $t_{об}$  від своїх середніх значень унаслідок нерівномірного завантаження камер. Тому застосовують схеми з роздільним регулюванням температури.

У залежності від виду вантажу провізійні камери поділяють на низькотемпературні і високотемпературні, кожна з яких, як правило, обладнана індивідуальними холодильними машинами.

На рис. 16 наведено принципову схему автоматизованої суднової холодильної установки провізійних камер [13]. Перша, друга і третя камери представляють низькотемпературний блок, у яких, відповідно, підтримуються температури: -12, -12 і -4 °С, а четверта, п'ята і шоста камери відносяться до високотемпературного блоку з температурами в камерах 2, 2 і 10 °С. Кожна група приміщень обслуговується окремим компресором з усім необхідним устаткуванням і контрольно-вимірювальними приладами. Передбачено перемички, що з'єднують на-

гнітальні й усмоктувальні магістралі й забезпечують роботу всієї холодильної установки від одного компресора.

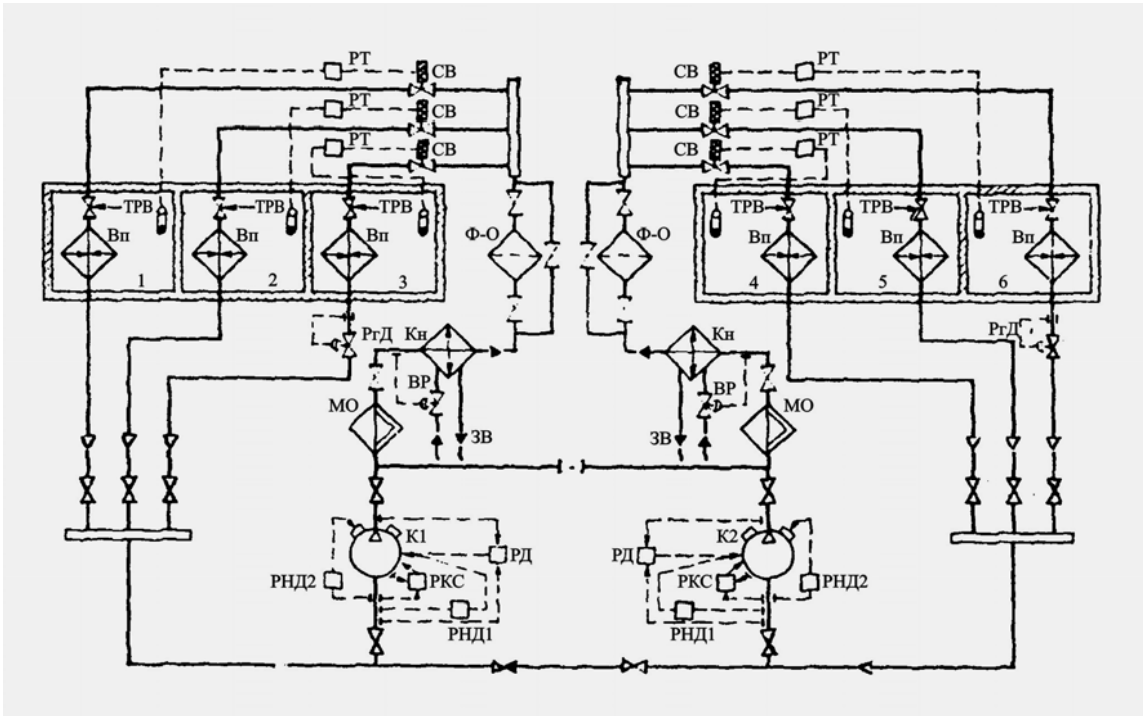


Рисунок 16 – Принципова схема автоматизації холодильної установки провізійних камер [12]

РНТ – реле низького тиску; МВ – мастиловідділювач; ВР – водорегулятор; Ф-О – фільтр-осушувач

Якщо одна з камер, що входять у даний контур охолодження, має більш високу температуру, чим інші, то на виході з неї встановлюють регулятор тиску РгТ "до себе". Його призначення – підняти тиск кипіння у випарнику Вп та знизити напір між температурою повітря в камері та температурою кипіння холодоагенту. При досягненні в камері заданої температури реле температури дає імпульс на закриття соленоїдного вентиля СВ і подача холодоагенту в цю камеру припиниться. Сумарна маса пари, що надходить в усмоктувальну магістраль з усіх Вп, зменшиться, і тиск в усмоктувальному колекторі почне знижуватися швидше. Коли він знизиться до  $P_{2\text{викл}}$ , реле низького тиску РНД2 дасть

імпульс на відключення циліндра (чи групи циліндрів) компресора, що знизить його продуктивність. Коли в останній камері температура знизиться до заданої й її соленоїдний вентиль закриється, тиск усмоктування різко знизиться до  $P_{\text{викл}}$  і реле РНТ1 зупинить компресор.

У схемі автоматизації передбачено захист від високого тиску нагнітання та низького тиску усмоктування (за допомогою зведеного реле тиску РТ), від зниження тиску в системі змащення (установкою РКС) і розвантаження компресора при його пуску.

## ОХОРОНА ПРАЦІ

Безпека праці є невід'ємною частиною експлуатації будь-якого судна, особливо коли мова йде про складні технічні системи, такі як холодильна установка на рефрижераторному судні "GOUTAMARU". Проектування та експлуатація такої установки вимагає ретельного дотримання правил техніки безпеки, адже в процесі роботи можуть виникати різноманітні небезпечні та шкідливі виробничі фактори.

Одним з основних джерел небезпеки є хладагент R407C, який використовується в холодильній установці. Хоча R407C є озонобезпечним хладагентом, він все одно може становити небезпеку для здоров'я людини при витокі з системи. Вдихання пари R407C може спричинити головний біль, запаморочення, нудоту та інші симптоми інтоксикації, а контакт рідкого R407C зі шкірою може спричинити обмороження. Тому важливо забезпечити герметичність всіх елементів системи та проводити регулярний контроль на наявність витоків. В разі виявлення витоків необхідно негайно провітрити приміщення і використати засоби індивідуального захисту - респіратори та захисні рукавички. Перед початком робіт з системою, що містить хладагент, необхідно переконатися в наявності і справності газоаналізатора для визначення концентрації R407C в повітрі. Також важливо мати план евакуації з приміщення на випадок аварійної ситуації.

Ще одним важливим аспектом безпеки є контроль тиску в холодильній системі. Система працює під високим тиском, що може призвести до вибуху або розриву трубопроводів у разі несправності обладнання або порушення правил експлуатації. Для запобігання таким ситуаціям в системі встановлюються манометри та запобіжні клапани, які контролюють тиск і запобігають його перевищенню допустимих значень. Регулярні перевірки і випробування обладнання під тиском є обов'язковими для забезпечення його надійної роботи.

Електрична безпека також є пріоритетом. Все електричне обладнання холодильної установки має бути надійно заземлено для запобігання ураження електричним струмом. Перед початком робіт з електричним обладнанням необхідно переконатися в його відключенні від джерела живлення. Також важливо використовувати спеціальний інструмент з ізольованими ручками та дотримуватися інших правил електробезпеки.

Захист від механічних небезпек, що можуть виникнути через рухомі частини обладнання (компресор, вентилятори), забезпечується шляхом встановлення захисних огорожень навколо них. Під час роботи обладнання персонал повинен дотримуватися безпечної відстані від рухомих частин та не намагатися втручатися в його роботу без необхідності.

Шум і вібрація, що виникають під час роботи холодильної установки, можуть негативно впливати на здоров'я екіпажу при тривалому впливі, спричиняючи головний біль, порушення сну, зниження працездатності та інші проблеми. Для мінімізації цього впливу необхідно вживати комплекс заходів: використовувати шумоізоляційні матеріали при монтажі обладнання, встановлювати віброізоляційні опори, забезпечувати достатню вентиляцію в машинному відділенні. Крім того, персонал, що працює в зоні підвищеного шуму, повинен використовувати засоби індивідуального захисту - протишумові навушники або беруші.

Окрему увагу слід приділити безпеці персоналу, який працює в холодильній камері. Низька температура в камері може призвести до переохолодження організму, спричинивши обмороження, зниження імунітету та загострення хронічних захворювань. Щоб запобігти цьому, важливо обмежити час перебування в камері, використовувати теплий спецодяг, взуття та рукавиці, а також регулярно робити перерви для обігріву в теплому приміщенні.

Важливо пам'ятати, що експлуатація холодильної установки на судні "GOUTAMARU" потребує не тільки дотримання правил безпеки, пов'язаних з

самою установкою, але і загальних вимог безпеки праці на морських судах. Експлуатація суден і забезпечення безпеки праці на них регулюється міжнародними конвенціями та кодексами, зокрема Міжнародною конвенцією про охорону людського життя на морі (SOLAS), Міжнародним кодексом з управління безпекою (ISM Code) та іншими. Ці документи встановлюють вимоги щодо безпеки навігації, протипожежної безпеки, забезпечення рятувальних засобів, медичного обслуговування, умов праці екіпажу та інших аспектів.

На судні "GOUTAMARU" повинні бути впроваджені всі необхідні процедури та інструкції з охорони праці, а також проведено регулярні тренінги для екіпажу з метою підвищення рівня обізнаності про можливі небезпеки та правила безпечної роботи. Особлива увага має бути приділена навчанню персоналу, який безпосередньо обслуговує холодильну установку, включаючи інструкції з безпечного поводження з хладагентом, роботи під високим тиском, електробезпеки та інших аспектів.

Всі члени екіпажу повинні бути ознайомлені з планом евакуації з судна на випадок аварійної ситуації, а також знати розташування і правила використання рятувальних засобів та протипожежного обладнання. На судні повинен бути наявний комплект засобів першої допомоги та медичне обладнання, а також члени екіпажу, які мають відповідну підготовку для надання першої допомоги в разі необхідності.

Дотримання всіх правил та норм охорони праці на рефрижераторному судні "GOUTAMARU" є запорукою безпечної та ефективної експлуатації судна і збереження здоров'я екіпажу. Впровадження ефективної системи управління безпекою на судні дозволить мінімізувати ризики виникнення аварійних ситуацій та забезпечити комфортні та безпечні умови праці для всіх членів екіпажу.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Мнацаканов, Г. К. Основи проектування холодильників. Київ. 2002.
2. Явнель, Б. К. Курсове та дипломне проектування холодильних установок і систем кондиціонування повітря. 1998
3. Богданов, С. Н., Куприянова, А. В., & Цветков, О. Б. Холодильные машины и аппараты. 1980
4. Чумак, І. Г., Новіков, О. А., & Горбенко, О. А. Автоматизація холодильних установок. Київ. 2005
5. Захаров, Ю. В., Лехмус, А. А., Сирота, А. А., Чегринцев, Ф. А. Суднові холодильні установки. 1986
6. Шваб Л. І. Економіка підприємства. Київ. 2005
7. Лашутина Н. Г., Гавриленко Б. А. Холодильні установки. 1982.
8. Краснощоків, Є. А., Данилова, Г. Н. Теплообмінні апарати холодильних установок. 1978
9. Чумак, І. Г., Чепурненко, В. П., Степаненко, О. С. Холодильні установки: навчальний посібник. 2004
10. Бабакін Б.С., Тихонов Б.С., Юрчинський Ю.М. Удосконалення холодильної техніки і технології. 1992

# ДОДАТОК

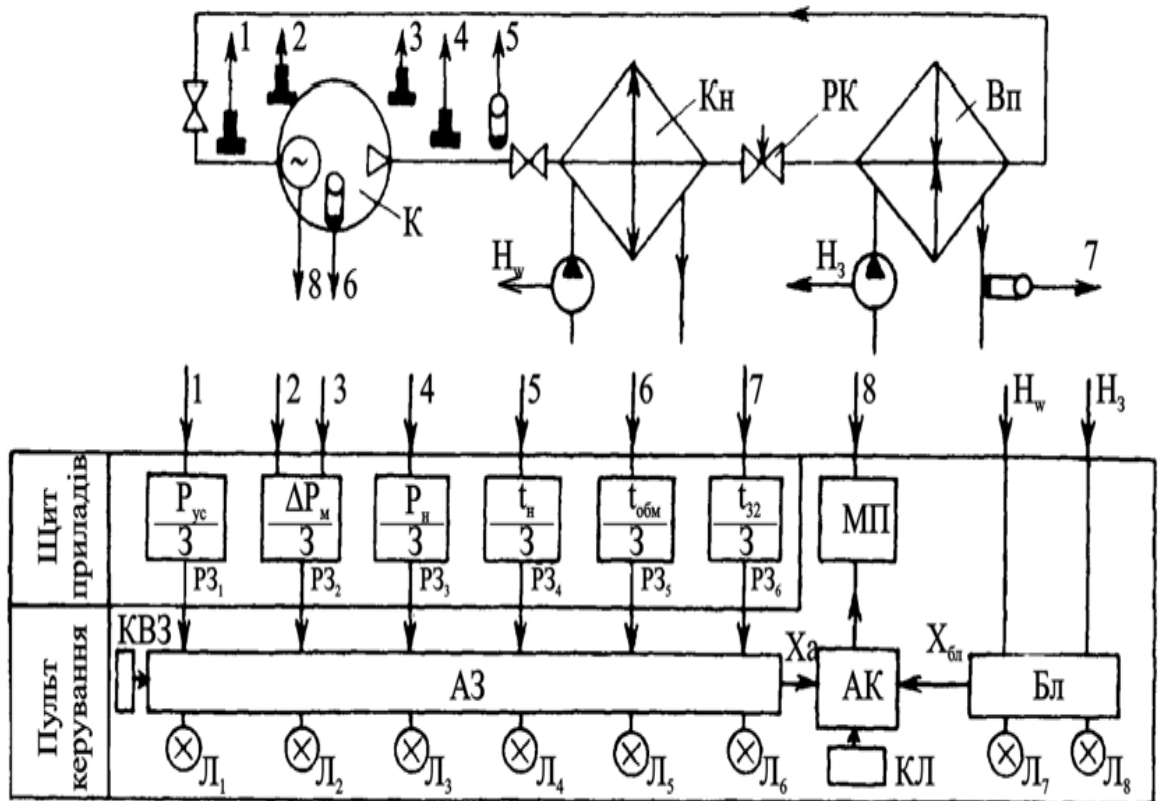
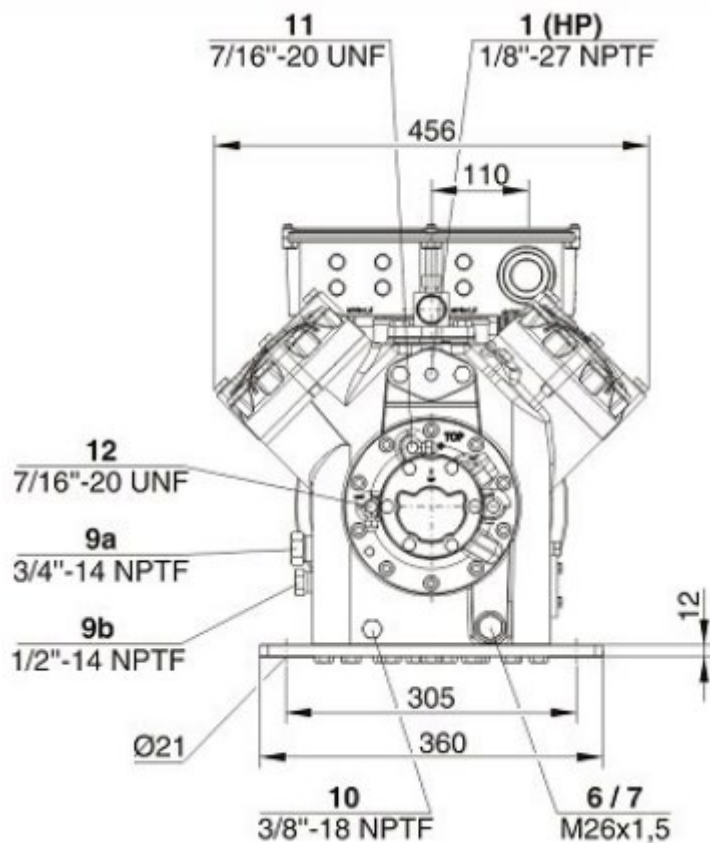
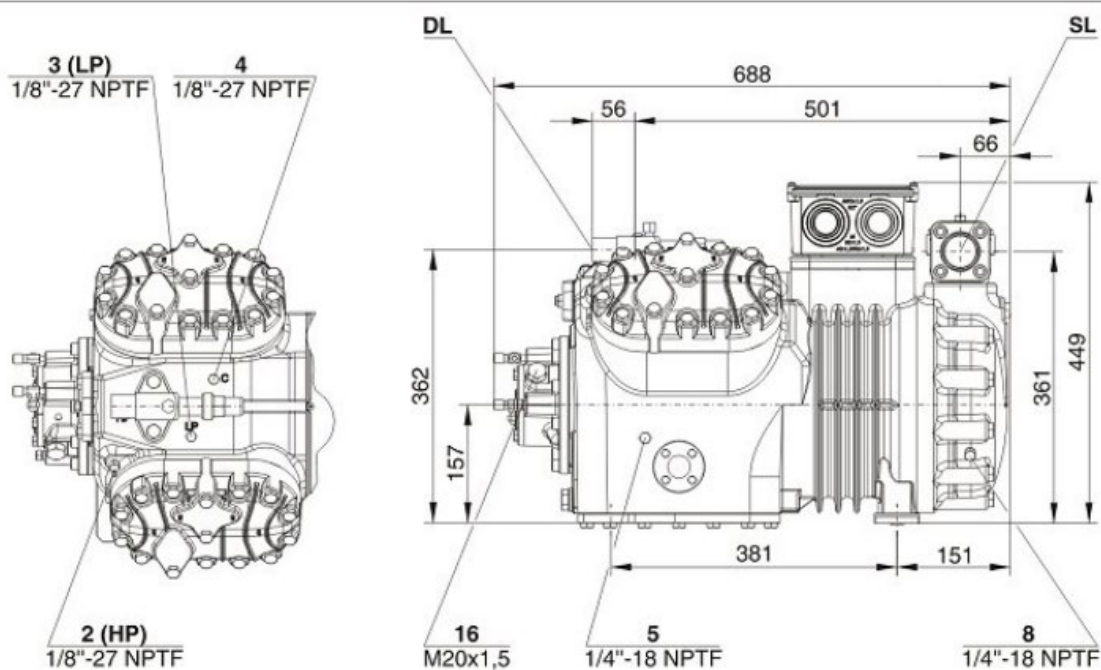
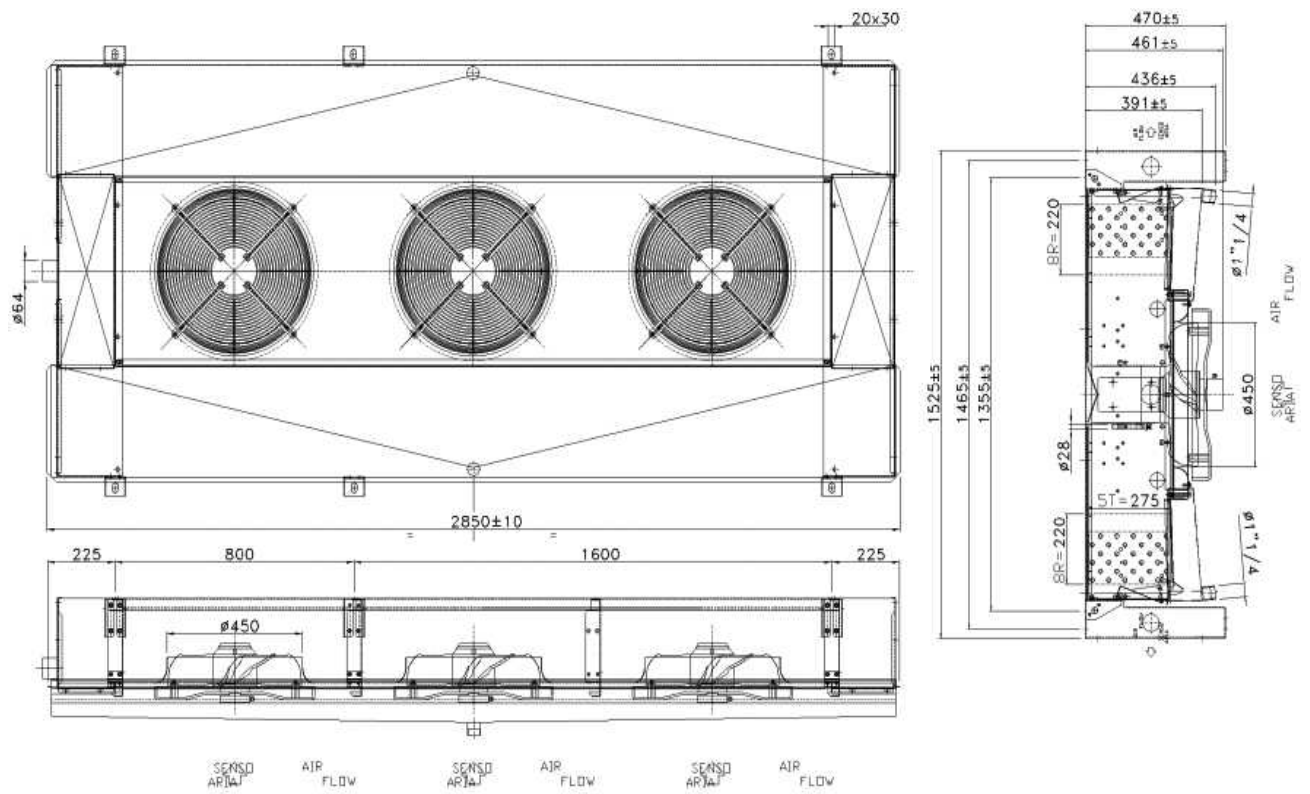


Схема автоматизації

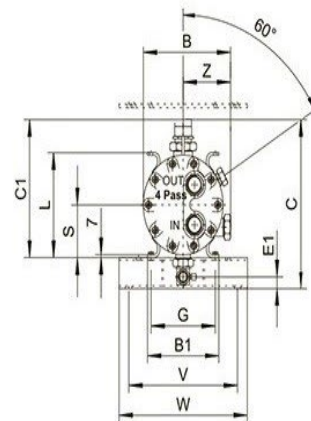
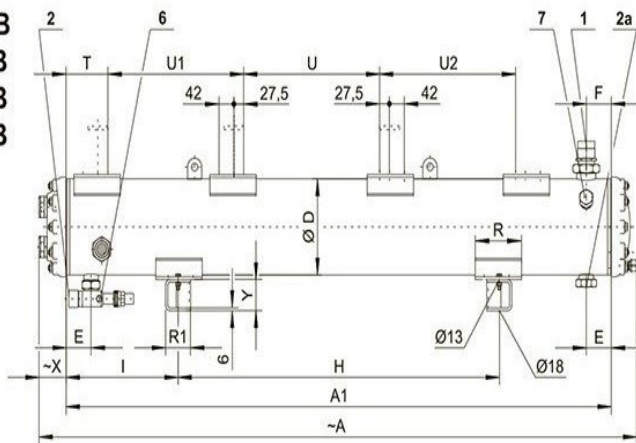


Компрессор Bitzer 4je-15y-40p



Повіторьохолоджувач Garcia Camara LC173A

K1053HB  
K1353TB  
K1973TB  
K2923TB



Model	Dimensions in mm												
-Pass	A	A1	B	B1	C	C1	ØD	E	E1	F	G	H	I
K033NB	626	517	152	130	184	-	108	50	156	50	110	400	58
K033HB	626	517	152	130	184	-	108	50	156	110	110	400	58
K073HB	626	517	152	130	184	-	108	50	155	50	110	400	58
K123HB	876	767	152	130	237	172	108	60	154	60	110	400	184
K203HB	882	767	197	130	299	234	159	60	213	60	110	400	184
K283HB	882	767	197	130	307	242	159	60	223	60	110	400	184
K373HB	1132	1017	197	130	313	248	159	60	223	60	110	740	138

### Конденсатор Bitzer K373HB