

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



## ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему: Проект холодильника для зберігання харчових продуктів  
при низьких температурах у м. Чорноморськ

Здобувача

Гололобов М.І.

2 курсу

ЕН-141 групи

Керівник

к.т.н., доц. Трандафілов В.В.

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.

«05» березня 2024 року

## ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Гололобов Микола Ігорович

1. Тема роботи Проект холодильника для зберігання харчових продуктів при низьких температурах у м. Чорноморськ

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

Виробничий холодильник розташований у м. Чорноморськ. Будівля холодильника одноповерхова з висотою камер 6 м, з сіткою колон 6х6 м. В одній камері з температурним режимом  $-18^{\circ}\text{C}$  передбачається тривале зберігання замороженого м'яса місткістю 800 т. Друга камера з температурним режимом  $-30^{\circ}\text{C}$  передбачена для швидкої заморозки продукту місткістю 200 т. В якості холодильного агенту буде прийнято пропан R290.

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Реферат, Вступ, 1. Постановка завдань проекту, 2. Вибір основних характеристик і розмірів холодильних камер, 3. Вибір і розрахунок будівельно-ізоляційної конструкції камер, 4. Визначення теплового навантаження камер, 5. Тепловий розрахунок холодильної системи, 6. Розрахунок повітряного конденсатора, 7. Розрахунок повітроохолоджувача, 8. Розрахунок магістральних трубопроводів, 9. Підбір холодильного устаткування, 10. Охорона праці, Список використаної літератури, Специфікація обладнання.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. План холодильника, 2. Розрізи А-А, Б-Б, 3. Розводка трубопроводів, 4. Повітроохолоджувач

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.	17.05.2024	22.05.2024

7. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_ 05.03.2024 р.

Керівник \_\_\_\_\_ Трандафілов В.В.

Завдання прийняв до виконання \_\_\_\_\_ Гололобов М.І.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	30.05-31.05.2024	виконано
2	Вступ	17.03-20.03.2024	виконано
3	Постановка завдань проєкту	20.04-25.04.2024	виконано
4	Вибір основних характеристик і розмірів холодильних камер	26.04-30.04.2024	виконано
5	Вибір і розрахунок будівельно-ізоляційної конструкції камер	01.05-04.05.2024	виконано
6	Визначення теплового навантаження камер	05.05-10.05.2024	виконано
7	Тепловий розрахунок холодильної системи	12.05-15.05.2024	виконано
8	Розрахунок повітряного конденсатора	16.05-17.05.2024	виконано
9	Розрахунок повітроохолоджувача	20.05-23.05.2024	виконано
10	Розрахунок магістральних трубопроводів	20.05-23.05.2024	виконано
11	Підбір холодильного устаткування	23.05-25.05.2024	виконано
12	Охорона праці	17.05-22.05.2024	виконано
13	Список використаної літератури	23.05-24.05.2024	виконано
14	Специфікація обладнання	24.05-25.05.2024	виконано
15	Підготовка графічної частини кваліфікаційної роботи	23.05-30.05.2024	виконано

Здобувач-дипломник \_\_\_\_\_ Гололобов М.І.

Керівник роботи \_\_\_\_\_ Трандафілов В.В.

*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 \_\_\_\_\_ Гололобов Микола Ігорович \_\_\_\_\_

## РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота складається з: 99 сторінок тексту, 10 рисунків, 11 таблиць, 16 посилань на літературні джерела. Холодильна установка виробничого холодильного комплексу, яка є об'єктом даного дослідження, розташована у південній Україні, в Одеській області в м. Чорноморськ.

Будівля холодильника одноповерхова з висотою камер 6 м, з сіткою колон 6х6 м. В одній камері з температурним режимом  $-18^{\circ}\text{C}$  передбачається тривале зберігання замороженого м'яса місткістю 800 т. Друга камера з температурним режимом  $-30^{\circ}\text{C}$  передбачена для швидкої заморозки продукту місткістю 200 т.

В якості холодильного агенту був прийнятий пропан R290. За даними і проведеним тепловим розрахунком підібрані пропанові компресора фірми Bitzer, теплообмінне обладнання фірми Alfa-Laval. Також було проведено порівняльний термодинамічний аналіз одноступеневої системи на R290 та каскадної система на R290/R744. Показано, що каскадна система на R290/R744 програє системі на R290 показниками термодинамічної досконалості (на 3%) та затраченої потужності (на 5%).

**Ключові слова:** холодильна установка, екологічна безпека, пропан, каскадна холодильна система.

## SUMMARY

The qualification work consists of: 99 pages of text, 10 figures, 11 tables, 16 references to literary sources. The refrigerating plant of the industrial refrigerating complex, which is the object of this study, is located in southern Ukraine, in the Odesa region, in the city of Chornomorsk.

The refrigerator building is one-story with a chamber height of 6 m, with a grid of 6x6 m columns. One chamber with a temperature of  $-18^{\circ}\text{C}$  is intended for long-term storage of frozen meat with a capacity of 800 tons. The second chamber with a temperature of  $-30^{\circ}\text{C}$  is intended for quick freezing of the product with a capacity of 200 tons.

Propane R290 was used as a refrigerant. According to the data and thermal calculation, propane compressors of the Bitzer company, heat exchange equipment of the Alfa-Laval company were selected. A comparative thermodynamic analysis of a single-stage system on R290 and a cascade system on R290/R744 was also carried out. It is shown that the R290/R744 cascade system loses to the R290 system in terms of thermodynamic excellence (by 3%) and power consumption (by 5%).

**Key words:** refrigeration plant, ecological safety, propane, cascade refrigeration system.

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## ЗМІСТ

РЕФЕРАТ .....	4
ВСТУП.....	6
1 ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ ПРОЄКТУ .....	7
2 ВИБІР ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК І РОЗМІРІВ ХОЛОДИЛЬНИХ КАМЕР .....	8
3 ВИБІР І РОЗРАХУНОК БУДІВЕЛЬНО-ІЗОЛЯЦІЙНОЇ КОНСТРУКЦІЇ КАМЕР .....	11
4 ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛООВОГО НАВАНТАЖЕННЯ КАМЕР .....	17
5 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОЇ СИСТЕМИ.....	25
6 РОЗРАХУНОК ПОВІТРЯНОГО КОНДЕНСАТОРА.....	41
7 РОЗРАХУНОК ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧА .....	50
8 РОЗРАХУНОК МАГІСТРАЛЬНИХ ТРУБОПРОВОДІВ .....	76
9 ПІДБІР ХОЛОДИЛЬНОГО УСТАТКУВАННЯ .....	79
10 ОХОРОНА ПРАЦІ .....	81
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ .....	98
СПЕЦИФІКАЦІЯ ОБЛАДНАННЯ .....	99

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>			
<i>Змн</i>	<i>Аркуш</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Проект холодильника для зберігання харчових продуктів при низьких температурах у м. Чорноморськ</i>	<i>Літ.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розроб.</i>		<i>Гололобов М.І.</i>					5	99
<i>Перевір.</i>		<i>Трандафілов В.В</i>				<i>ОНТУ гр. ЕН-141</i>		
<i>Реценз.</i>								
<i>Т. Контр.</i>								
<i>Затв.</i>								

## ВСТУП

Холодильником називається підприємство, призначене для охолодження, заморожування і зберігання швидкопсувних продуктів при заданих низьких температурах. Від звичайного складу холодильник відрізняється наявністю холодильної установки і теплоізоляції. Окрім охолоджуваної частини (камер), холодильник має приміщення для компресорного цеху, трансформаторної підстанції, котельної, адміністративно-побутових приміщень, вестибюлів, і ін. Холодильники мають характерні особливості.

1) У них обробляються і зберігаються коштовні, такі, що досить швидкопсуються продукти, що вимагають для свого збереження підтримки температур нижче за температуру зовнішнього довкілля і певної відносної вологості.

2) Теплота і волога зовнішнього повітря прагнуть проникнути в холодильник, що вимагає створення спеціальних конструкцій обгороджувань для зменшення проникнення теплоти і вологи всередину приміщень.

3) Великий об'єм переміщуваних вантажів, і необхідність швидкого їх розвантаження вимагають широкого вживання транспортних пристроїв.

4) До них пред'являються високі санітарні вимоги. Кожен тип холодильника має свої особливості, які доводиться враховувати при проектуванні і експлуатації. Перш за все, холодильники розрізняються за цільовим призначенням. Ця класифікація, як найповніше відображає особливості роботи холодильників і їх устаткування. Наявність всіляких холодильних підприємств відповідає завданням здійснення безперервного холодильного ланцюга, під яким розуміють сукупність холодильників різних типів і організацію взаємного зв'язку між ними, завдяки якому харчові продукти, починаючи з моменту виробництва і кінчаючи вжитком знаходяться під постійною дією низьких температур, що забезпечує високу якість продуктів навіть при тривалому їх зберіганні. Окремі типи холодильників є, таким чином, ланками безперервного холодильного ланцюга.

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 1 ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ ПРОЄКТУ

Пропонується проєкт холодильника, розташованого в місті Чорноморськ. Виділена площадка для будівництва проєктованого об'єкта перебуває в промисловій зоні міста й розміри її дозволяють у перспективі розмістити тут склади продтоварів і промтоварів.

Рельєф площадки вимагає великого обсягу планувальних робіт.

Присутня під'їзна автомобільна платформа.

Будинок м'ясокомбіната одноповерховий з висотою камер 6 м, сітка колон 6 x 6 м. В одній камері з температурним режимом  $-18^{\circ}\text{C}$  передбачається тривале зберігання замороженого м'яса, друга камера з температурним режимом  $-30^{\circ}\text{C}$  передбачена для швидкої заморозки продукту. Холодильник повинен забезпечувати населення міста Чорноморськ й окружні райони м'ясом.

Проєктом передбачається використання вантажно-розвантажувальних роботах електронавантажувачів.

У цей час повітряне охолодження вважається найбільш кращою системою устаткування холодильних камер для охолоджених і заморожених вантажів. Широке використання повітряного охолодження доцільне внаслідок значних змін характеру вантажів, що зберігаються, способу їхнього впакування, удосконалювання конструкцій повітроохолоджувачів. Характерним для повітроохолоджувачів сучасних конструкцій є значне зниження енергетичних витрат на їхню роботу завдяки оптимізації теплообмінної поверхні. Зменшення потужності електродвигунів повітроохолоджувачів знижують вплив теплового еквівалента на режим зберігання вантажів.

Будівництво холодильника в місті Чорноморськ виявилось доцільно, це пояснюється фактичним зниженням потреб даного міста в харчовій продукції.

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

## 2 ВИБІР ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК І РОЗМІРІВ ХОЛОДИЛЬНИХ КАМЕР

Вантажний обсяг камери розраховується за формулою:

$$V_B = \frac{G}{g_v}, \text{ м}^3 \quad (2.1)$$

$G$  – маса зберігаемого продукту, т;

$g_v$  – норма завантаження одиниці вантажного обсягу, т/м<sup>3</sup>;

$g_v = 0.4$ , т/м<sup>3</sup>.

Вантажна площа камери  $F_{гр}$  (в м<sup>2</sup>) ,(площа, зайнята вантажем) розраховується за формулою:

$$F_B = \frac{V_B}{h_B}, \text{ м}^2 \quad (2.2)$$

$h_B$  – висота складування продукту, м.

Будівельна площа камер розраховується за формулою:

$$F_{буд} = \frac{F_B}{\beta}, \text{ м}^2 \quad (2.3)$$

$\beta$  - коефіцієнт використання будівельної площі камери.

Кількість будівельних прямокутників.

Задаюць кроком колон бхб.

$$n = \frac{F_{буд}}{f} \quad (2.4)$$

$f$  - будівельна площа одного прямокутника.

Дійсна ємність холодильних камер:

$$G_D = G \frac{n_D}{n}, \text{ т.} \quad (2.5)$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1 Вибір основних характеристик і розмірів камери зберігання замороженої яловичини.

Вантажний обсяг камери:

$$V_{\text{в}} = \frac{800}{0.4} = 2000, \text{ м}^3;$$

Вантажна площа камери:

$$F_{\text{гр}} = \frac{500}{4} = 125, \text{ м}^2;$$

Будівельна площа камери:

$$F_{\text{буд}} = \frac{125}{0.8} = 156.25, \text{ м}^2;$$

Кількість будівельних прямокутників:

$$n = \frac{625}{36} = 17.36 \text{ шт.};$$

Приймаю кількість будівельних прямокутників - 18 шт.

Дійсна ємність холодильної камери:

$$G_{\text{д}} = 800 \cdot \frac{17.36}{18} = 868 \text{ т.};$$

Розмір холодильної камери:

Приймаємо сітку колон 6х6 м ,тоді розмір камери буде 18х36 м.

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2.2 Вибір основних характеристик і розмірів камери заморожування охолодженої яловичини

Вантажний обсяг камери:

$$V_B = \frac{200}{0.4} = 500, \text{ м}^3;$$

Вантажна площа камери:

$$F_B = \frac{2000}{4} = 500, \text{ м}^2;$$

Будівельна площа камери:

$$F_{\text{буд}} = \frac{500}{0.8} = 625, \text{ м}^2;$$

Кількість будівельних прямокутників:

$$n = \frac{156,25}{36} = 4.34 \text{ шт.};$$

Приймаю кількість будівельних прямокутників - 6 шт.

Дійсна ємність холодильної камери:

$$G_d = 200 \cdot \frac{6}{4.34} = 252, \text{ т.}$$

Розмір холодильної камери

Приймаємо сітку колон 6x6 м ,тоді розмір камери буде 6x36 м.

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 3 ВИБІР І РОЗРАХУНОК БУДІВЕЛЬНО-ІЗОЛЯЦІЙНОЇ КОНСТРУКЦІЇ КАМЕР

Товщину ізоляційного шару (в м.) визначають за формулою

$$\delta_{\text{из}} = \lambda_{\text{из}} \left[ \frac{1}{k_0} - \left( \frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) \right], \text{ м.} \quad (3.1)$$

$\lambda_{\text{из}}$  ,  $\lambda_i$  - коефіцієнти теплопровідності ізоляційного та будівельних матеріалів, що складають конструкцію огородження;

$k_0$  - коефіцієнт теплопередачі огородження, що залежить від температур по обидві сторони огородження;

$\alpha_3$  - коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої або більш теплої сторони огородження;

$\alpha_B$  - коефіцієнт теплопередачі від внутрішньої або більш холодної сторони огородження;

$\delta_i$  - товщина окремих шарів конструкції огородження, м.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі розраховується за формулою:

$$k_D = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_3} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) + \frac{\delta_{\text{из.д}}}{\lambda_{\text{из}}}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К} \quad (3.2)$$

$\lambda_{\text{из.д}}$  - прийнята товщина ізоляційного шару, м.

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

### 3.1 Теплоізоляція камери заморозки охолодженого м'яса

Зовнішні стіни. Конструкція перекриття:

Цегляна кладка	$\delta_1 = 0,38\text{м.}$	$\lambda_1 = 0,82 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Пінополіуретан	$\delta_2 = \text{розрах.}$	$\lambda_2 = 0,03 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Поліетиленова плівка	$\delta_3 = 0,002\text{м.}$	$\lambda_3 = 0,25 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Штукатурка	$\delta_4 = 0,02\text{м.}$	$\lambda_4 = 0,88 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$

$$\delta_{\text{із}} = 0,03 \times \left[ \frac{1}{0,17} - \left( \frac{1}{23} + \frac{0,38}{0,82} + \frac{0,002}{0,25} + \frac{0,02}{0,88} + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,157, \text{ м.}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 0,16 м.

$$k_{\text{д}} = \frac{1}{\left( \frac{1}{23} + \frac{0,38}{0,82} + \frac{0,002}{0,25} + \frac{0,02}{0,88} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0,16}{0,03}} = 0,167, \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$$

Стеля. Конструкція перекриття:

Залізобетонна плита	$\delta_1 = 0,35\text{м.}$	$\lambda_1 = 2,04 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
П'ять шарів гідроізоли	$\delta_2 = 0,012\text{м.}$	$\lambda_2 = 0,25 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Бетонна стяжка	$\delta_3 = 0,04\text{м.}$	$\lambda_3 = 1,8 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Поліетиленова плівка	$\delta_4 = 0,002\text{м.}$	$\lambda_4 = 0,25 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Пінополіуретан	$\delta_5 = \text{розрах.}$	$\lambda_5 = 0,03 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$

$$\delta_{\text{із}} = 0,03 \cdot \left[ \frac{1}{0,17} - \left( \frac{1}{23} + \frac{0,012}{0,3} + \frac{0,04}{1,8} + \frac{0,002}{0,25} + \frac{0,35}{2,04} + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,164, \text{ м.}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 0,16 м.

$$k_d = \frac{1}{\left( \frac{1}{23} + \frac{0.012}{0.3} + \frac{0.002}{0.25} + \frac{0.04}{1.8} + \frac{0.35}{2.04} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0.16}{0.03}} = 0.174, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Підлога. Конструкція перекриття:

Мозаїчні бетонні плити	$\delta_1 = 0,04\text{м.}$	$\lambda_1 = 1,4 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
Бетонна підготовка	$\delta_2 = 0,1\text{м.}$	$\lambda_2 = 1,4 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
Керамзитовий гравій	$\delta_3 = \text{розрах.}$	$\lambda_3 = 0,2 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
Бетонна підготовка з електронагрівачами	$\delta_4 = 0,1$	-
Гидроізоляція	-	-
Бетонна підготовка по ущільненому ґрунту з щебнем	-	-

В розрахунку враховуємо тільки шари, що лежать вище бетонної підготовки з електронагрівачами.

$k_0 = 0.21 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$  – коефіцієнт передачі підлоги.

$$\delta_{is} = 0.2 \cdot \left[ \frac{1}{0.21} - \left( \frac{0.04 + 0.1}{1.4} + 0.095 \right) \right] = 0.913, \text{ м.}$$

Термічний опір переходу тепла від поверхні підлоги до повітря камери:

$$\frac{1}{\alpha_B} = 0,095, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_d = \frac{1}{\left( 0.426 + \frac{0.3}{0.087} \right)} = 0.26, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Внутрішні стіни. Конструкція перекриття:

Панель керамзитобетону	$\delta_1 = 0.24\text{м.}$	$\lambda_1 = 0,47 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Поліетиленова плівка	$\delta_2 = 0.002\text{м.}$	$\lambda_2 = 0,25 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Пінополіуретан	$\delta_3 = \text{розрах.}$	$\lambda_3 = 0,03 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Штукатурка	$\delta_4 = 0.02\text{м.}$	$\lambda_4 = 0,75 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$

$$\delta_{\text{із}} = 0.03 \cdot \left[ \frac{1}{0.27} - \left( \frac{1}{9} + \frac{0.24}{0.47} + \frac{0.02}{0.75} + \frac{0.002}{0.25} + \frac{1}{11} \right) \right] = 0.08\text{м.}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 0,08м.

$$k_{\text{д}} = \frac{1}{\left( \frac{1}{9} + \frac{0.24}{0.47} + \frac{0.002}{0.25} + \frac{0.02}{0.75} + \frac{1}{11} \right) + \frac{0.08}{0.03}} = 0.292, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

### 3.2 Теплоізоляція камери зберігання замороженого м'яса

Зовнішні стіни. Конструкція перекриття:

Цегляна кладка	$\delta_1 = 0,38\text{м.}$	$\lambda_1 = 0,82 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Пінополіуретан	$\delta_2 = \text{розрах.}$	$\lambda_2 = 0,03 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Поліетиленова плівка	$\delta_3 = 0,002\text{м.}$	$\lambda_3 = 0,25 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Штукатурка	$\delta_4 = 0,02\text{м.}$	$\lambda_4 = 0,88 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$

$$\delta_{\text{із}} = 0.03 \cdot \left[ \frac{1}{0.2} - \left( \frac{1}{23} + \frac{0.38}{0.82} + \frac{0.002}{0.25} + \frac{0.02}{0.88} + \frac{1}{9} \right) \right] = 0.13, \text{ м.}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 0,14 м.

$$k_{\text{д}} = \frac{1}{\left( \frac{1}{23} + \frac{0.38}{0.82} + \frac{0.002}{0.25} + \frac{0.02}{0.88} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0.14}{0.03}} = 0.2, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Стеля. Конструкція перекриття:

Залізобетонна плита	$\delta_1 = 0,35\text{м.}$	$\lambda_1 = 2,04 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
П'ять шарів гідроізоли	$\delta_2 = 0,012\text{м.}$	$\lambda_2 = 0,25 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Бетонна стяжка	$\delta_3 = 0,04\text{м.}$	$\lambda_3 = 1,8 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Поліетиленова плівка	$\delta_4 = 0,002\text{м.}$	$\lambda_4 = 0,25 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Пінополіуретан	$\delta_5 = \text{розрах.}$	$\lambda_5 = 0,03 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$

$$\delta_{\text{із}} = 0.03 \cdot \left[ \frac{1}{0.2} - \left( \frac{1}{23} + \frac{0.012}{0.3} + \frac{0.04}{1.8} + \frac{0.002}{0.25} + \frac{0.35}{2.04} + \frac{1}{9} \right) \right] = 0.14, \text{ м.}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 0,14 м.

$$k_{\text{д}} = \frac{1}{\left( \frac{1}{23} + \frac{0.012}{0.3} + \frac{0.002}{0.25} + \frac{0.04}{1.8} + \frac{0.35}{2.04} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0.14}{0.03}} = 0.197, \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$$

Підлога. Конструкція перекриття :

Мозаїчні бетонні плити	$\delta_1 = 0,04\text{м.}$	$\lambda_1 = 1,4 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Бетонна підготовка	$\delta_2 = 0,1\text{м.}$	$\lambda_2 = 1,4 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Керамзитовий гравій	$\delta_3 = \text{розрах.}$	$\lambda_3 = 0,2 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$
Бетонна підготовка з електронагрівачами	$\delta_4 = 0,1$	-
Гідроізоляція	-	-
Бетонна підготовка по ущільненому ґрунту з щебнем	-	-

В розрахунку враховуємо тільки шари, що лежать вище бетонної підготовки з електронагрівачами.

$k_0 = 0.21 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$  – коефіцієнт передачі підлоги.

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

$$\delta_{\text{із}} = 0.2 \cdot \left[ \frac{1}{0.21} - \left( \frac{0.04 + 0.1}{1.4} + 0.095 \right) \right] = 0.913, \text{ м.}$$

Термічний опір переходу тепла від поверхні підлоги до повітря камери:

$$\frac{1}{\alpha_{\text{в}}} = 0,095, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_{\text{д}} = \frac{1}{\left( 0.426 + \frac{0.3}{0.087} \right)} = 0.26, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Внутрішні стіни. Конструкція перекриття:

Панель керамзитобетону	$\delta_1 = 0.24 \text{ м.}$	$\lambda_1 = 0,47 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
Поліетиленова плівка	$\delta_2 = 0.002 \text{ м.}$	$\lambda_2 = 0,25 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
Пінополіуретан	$\delta_3 = \text{розрах.}$	$\lambda_3 = 0,03 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$
Штукатурка	$\delta_4 = 0.02 \text{ м.}$	$\lambda_4 = 0,75 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$

$$\delta_{\text{із}} = 0.03 \cdot \left[ \frac{1}{0.29} - \left( \frac{1}{9} + \frac{0.24}{0.47} + \frac{0.02}{0.75} + \frac{0.002}{0.25} + \frac{1}{11} \right) \right] = 0.09, \text{ м.}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 0,1м.

$$k_{\text{д}} = \frac{1}{\left( \frac{1}{9} + \frac{0.24}{0.47} + \frac{0.002}{0.25} + \frac{0.02}{0.75} + \frac{1}{11} \right) + \frac{0.1}{0.03}} = 0.245 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

#### 4 ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ КАМЕР

Теплоприпливи через стіни, огороження, перекриття розраховують за формулою:

$$Q_1 = k_d \cdot F(t_3 - t_k), \text{ Вт.} \quad (4.1)$$

$k_d$  – розрахунковий коефіцієнт теплопередачі для даного огороження;

$F$  – площа поверхні даного огороження;

$t_k$  – температура охолоджуваного об'єкта.

$$t_3 = 28,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

Теплоприпливи від вантажу розраховуються за формулою:

$$Q_2 = \frac{G_n \cdot (h_1 - h_2)}{0.0864} \cdot \frac{\tau_{\text{ц}}}{\tau_p}, \text{ Вт.} \quad (4.2)$$

де  $G_n$  – добове надходження вантажу на холодильну обробку, т/добу;

$\tau_{\text{ц}}$  - тривалість циклу холодильної обробки, з урахуванням завантаження і вивантаження продукту (годин);

$\tau_p$  - тривалість робочого періоду (годин), тобто фактичний час протягом якого споживається холод;

$h_1$  – ентальпія вантажу, що надходить на холодильну обробку;

$h_2$  – ентальпія вантажу при середній температурі його об'єму.

Теплоприпливи від електричного освітлення  $Q_4'$

$$Q_4' = q_4' \cdot j_{\text{св}} \cdot F_{\text{буд}} \text{ Вт} \quad (4.3)$$

$F_{\text{буд}}$  – будівельна площа охолоджуваного приміщення.

Потужність електродвигунів, що буде встановлено всередині об'єкта:

$$\sum N_{\text{дв}} = 1,2(Q_1 + Q_2) \text{ м, кВт} \quad (4.4)$$

$Q_1 + Q_2$  - сума розрахованих теплоприпливів для камери;

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

$m=0,19$ , коефіцієнт обумовлений як відношення потужності електродвигуна до холодовидатності повітроохолоджувача;

Теплоприпливи від електродвигунів:

$$Q_4'' = 1000 j_{\text{дв}} \sum N_{\text{дв}}, \text{ Вт.} \quad (4.5)$$

$j_{\text{дв}}$  - коефіцієнт одночасності роботи устаткування з електродвигунами;

$$j_{\text{дв}} = 0,8 ;$$

$N_{\text{дв}}$  - розрахункова потужність двигуна, кВт;

Теплоприпливи від працюючих людей:

$$Q_4''' = q_4''' n, \text{ Вт.} \quad (4.6)$$

$q_4'''$  - тепловиділення однієї працюючої людини, Вт.

Теплоприплив від відкривання дверей:

$$Q_4'''' = V F_{\text{буд}}, \text{ Вт.} \quad (4.7)$$

Загальнооб'єктове теплове навантаження на холодильне устаткування камери:

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_4, \text{ Вт.} \quad (4.8)$$

Розрахункове теплове навантаження компресорів розраховують за формулою:

$$Q_{\text{рк}} = \frac{\varepsilon_y}{b_k} Q_0 \text{ Вт} \quad (4.9)$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Теплове навантаження випарника  $Q_B$  визначають по формулі:

$$Q_B = (1.1 \dots 1.2) \sum Q_0 \quad (4.10)$$

Розрахункове теплове навантаження на конденсатор може бути визначена за даними теплового розрахунку як:

$$\sum Q_k = Q_0 + N_e \text{ кВт} \quad (4.11)$$

4.1 Розрахунок теплоприпливів в камеру заморозки охолодженого м'яса.

Розрахунок теплоприпливів через огородження.

Теплоприлив через південну стіну:

$$Q_1 = 0.167 \cdot 36(28.6 - (-30)) = 352.3, \text{ Вт.}$$

Теплоприлив через північну стіну:

$$Q_1 = 0.167 \cdot 36(28.6 - (-30)) = 352.3, \text{ Вт.}$$

Теплоприлив через східну стіну:

$$Q_1 = 0.167 \cdot 216(28.6 - (-30)) = 2113.81, \text{ Вт.}$$

Теплоприлив через стіну між камерою і коридиром:

$$Q_1 = 0.292 \cdot 216(14 - (-30)) = 2775.16, \text{ Вт.}$$

Теплоприлив через стелю:

$$Q_1 = 0.174 \cdot 216(28.6 - (-30)) = 2202.42, \text{ Вт.}$$

Теплоприлив від сонячної радіації через стелю:

$$Q_1 = 0.174 \cdot 216 \cdot 15 = 563.76, \text{ Вт.}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплоприплив через підлогу:

$$Q_1 = 0.26 \cdot 216(25 - (-30)) = 3088.8, \text{ Вт.}$$

Теплоприпливи через огороження становлять:

$$Q_1 = 352,3 + 352,3 + 2113,81 + 2775,16 + 2202,42 + 563,76 + 3088,8 = 11448,55, \text{ Вт.}$$

Розрахунок теплоприпливів від вантажу.

$$h_1 = 350,3, \text{ кДж/кг}$$

$$h_2 = 245,5, \text{ кДж/кг}$$

$$Q_2 = 16 \cdot 104.8 \cdot \frac{1000}{0.0864 \cdot 3600} = 5390,94, \text{ Вт.}$$

Розрахунок експлуатаційних теплоприпливів від різних джерел.

Теплоприпливи від електричного освітлення  $Q_4'$

$$Q_4' = 4,5 \cdot 216 = 972 \text{ Вт}$$

Потужність електродвигунів, що буде встановлено всередині об'єкта:

$$\sum N_{\text{дв}} = 1,2(11448.55 + 5390.94)0.19 = 3839.4, \text{ Вт.}$$

Теплоприпливи від електродвигунів:

$$Q_4'' = 1000 \cdot 0,8 \cdot 3.839 = 3071.15, \text{ Вт.}$$

Теплоприпливи від працюючих людей:

$$Q_4''' = 350 \cdot 2 = 700, \text{ Вт.}$$

При роботі середньої тяжкості  $q_4''' = 350, \text{ Вт.}$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

Кількість людей, працюючих у приміщенні при  $F_{\text{буд}} > 200\text{м}^2$  приймаємо у кількості 2 людей.

Теплоприплив від відкривання дверей:

$$Q_4^{\text{м}} = 12 \cdot 216 = 2592, \text{ Вт.}$$

Розрахуємо сумарний експлуатаційний теплоприплив від різних джерел:

$$Q_4 = 972 + 3071.15 + 700 + 2592 = 7335.15, \text{ Вт.}$$

Розрахуємо загальнооб'єктове теплове навантаження на холодильне устаткування камери:

$$Q_0 = 11448.55 + 5390.94 + 7335.15 = 24174.64, \text{ Вт.}$$

Розрахункове теплове навантаження компресорів:

$$Q_{\text{рк}} = \frac{1.06}{0.85} \cdot 43870 = 54709.15 \text{ Вт.}$$

#### 4.2 Розрахунок теплоприпливів в камеру зберігання замороженого м'яса

Теплоприплив через південну стіну:

$$Q_1 = 0.18 \cdot 108(28.6 - (-18)) = 905.9, \text{ Вт.}$$

Теплоприплив через північну стіну:

$$Q_1 = 0.18 \cdot 108(28.6 - (-18)) = 905.9, \text{ Вт.}$$

Теплоприплив через західну стіну:

$$Q_1 = 0.18 \cdot 216(28.6 - (-18)) = 1811.8, \text{ Вт.}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

Теплоприплив через стіну між камерою і коридиром:

$$Q_1 = 0.245 \cdot 216(14 - (-18)) = 1693.44, \text{ Вт.}$$

Теплоприплив через стелю:

$$Q_1 = 0.197 \cdot 648(28.6 - (-18)) = 5948.76, \text{ Вт.}$$

Теплоприплив від сонячної радіації через стелю:

$$Q_1 = 0.197 \cdot 648 \cdot 14.9 = 1902.07, \text{ Вт.}$$

Теплоприплив від сонячної радіації через західну стіну:

$$Q_1 = 0.18 \cdot 216 \cdot 14.9 = 579.312, \text{ Вт.}$$

Теплоприпливи через підлогу:

$$Q_1 = 0.245 \cdot 648(25 - (-18)) = 6826.68, \text{ Вт.}$$

Сумарний теплоприплив через огороження становить:

$$Q_1 = 352,3 + 352,3 + 2113,81 + 2775,16 + 2202,42 + 563,76 + 541,08 + 3088,8 = \\ = 20572,462, \text{ Вт.}$$

Розрахунок теплоприпливів від вантажу.

$$Q_2 = 48 \cdot 70.7 \cdot \frac{1000}{0.0864 \cdot 3600} = 10910.49, \text{ Вт.}$$

$$h_1 = 75,3 \text{ кДж/кг}$$

$$h_2 = 4,6 \text{ кДж/кг}$$

Розрахунок експлуатаційних теплоприпливів від різних джерел.

Теплоприпливи від електричного освітлення

$$Q_4' = 1.2 \cdot 648 = 777.6, \text{ Вт.}$$

$$q_4' = 1,2, \text{ Вт/м}^2$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Потужність електродвигунів, що буде встановлено всередині об'єкта:

$$\sum N_{\text{дв}} = 1,2(20572.46 + 10910.49)0.19 = 7178.1, \text{ Вт.}$$

Теплоприпливи від електродвигунів:

$$Q_4'' = 1000 \cdot 0,8 \cdot 7.17 = 5736, \text{ Вт.}$$

Теплоприпливи від працюючих людей :

Кількість людей, працюючих у приміщенні при  $F_{\text{буд}} > 200\text{м}^2$  приймаємо у кількості 3 людей.

$$Q_4''' = 350 \cdot 3 = 1050, \text{ Вт.}$$

Теплоприплив від відкриття дверей:

$$Q_4'''' = 8 \cdot 648 = 5184, \text{ Вт.}$$

Сумарний експлуатаційний теплоприплив від різних джерел:

$$Q_4 = 777.6 + 5376 + 1050 + 5184 = 12387.6, \text{ Вт.}$$

Загальнооб'єктове теплове навантаження на холодильне устаткування камери:

$$Q_0 = 20572.46 + 10910.49 + 12387.6 = 43870.55, \text{ Вт.}$$

Розрахункове теплове навантаження компресорів:

$$Q_{\text{рк}} = \frac{1.06}{0.8} \cdot 24174.64 = 32031.4 \text{ Вт.}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

4.3. Розрахунок сумарного теплового навантаження на випарник та конденсатор

Теплове навантаження випарника  $Q_B$  :

$$Q_B = 100 \text{ кВт}$$

Розрахункове теплове навантаження на конденсатор :

$$\sum Q_k = 3 \cdot (36.21 + 21.3) + 2 \cdot (17.74 + 24.85) = 258 \text{ кВт}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

## 5 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОЇ СИСТЕМИ

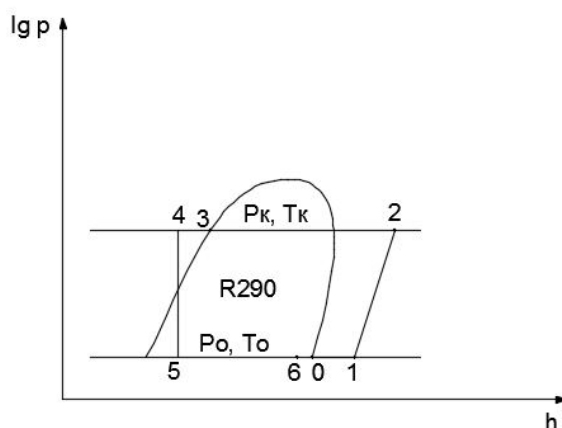


Рис. 5.1 – Цикл холодильної установки на R290

Удільна масова холодопродуктивність розраховується за формулою:

$$q_0 = h_6 - h_5, \text{ кДж/кг.} \quad (5.1)$$

Питома холодопродуктивність розраховується за формулою:

$$q_v = \frac{q_0}{V_1}, \text{ кДж/м}^3. \quad (5.2)$$

Питома адіабатна робота стиснення розраховується за формулою:

$$l = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг.} \quad (5.3)$$

Масова витрата холодильного агента розраховується за формулою:

$$M_a = \frac{Q_0}{q_0}, \text{ кг/с.} \quad (5.4)$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресору розраховується за формулою:

$$V_d = M_a \cdot V_1, \text{ м}^3/\text{с.} \quad (5.5)$$

Коефіцієнт подачі компресору розраховується за формулою:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda'_w \quad (5.6)$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Де  $\lambda_c$  - коефіцієнт подачі, враховуючий вплив «мертвого простору»

$$\lambda_c = 1 - c \left[ \left( \frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right]; \quad (5.8)$$

$c$  - відносна величина «мертвого простору», яка залежить від типу і розмірів компресора, конструкції клапанів та режиму роботи,  $c = 0,015 \dots 0,05$ ;

$m$  - показник політропи зворотнього розширення з «мертвого простору».  $m = 1$ ;

$\lambda'_w$  - коефіцієнт, що враховує об'ємні втрати викликані дроселюванням пару в клапанах, підігрівом пару від стінок циліндра в процесі всмоктування, перетіканням з порожнини стиснення в порожнину всмоктування в результаті внутрішніх нещільностей.

$$\lambda'_w = \frac{T_0 + \theta}{\alpha T_k + \beta \theta}; \quad (5.9)$$

$\theta$  - сумарний перегрів робочого тіла на всмоктуванні;

$\alpha = 1,12; \beta = 0,5$  - коефіцієнти для всіх робочих тіл HFC та HCFC – типу.

$$\theta = t_1 - t_0 = -40 - (-40) = 0^\circ\text{C} \quad (5.10)$$

Теоретичний об'єм, описаний поршнями компресору розраховується за формулою:

$$V_h = \frac{V_g}{\lambda}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (5.11)$$

Адіабатна потужність компресору розраховується за формулою:

$$N_a = M_a \cdot 1, \text{ кВт}. \quad (5.12)$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Індикаторна потужність компресору розраховується за формулою:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i}, \text{ кВт.} \quad (5.13)$$

Де  $\eta_i$  - індикаторний КПД

$$\eta_i = \lambda'_w + bt_0 ; \quad (5.14)$$

$t_0$  - температура кипіння;

$b = 0.001$  – коефіцієнт для робочого тіла.

Потужність тертя розраховується за формулою:

$$N_{TP} = V_h \cdot P_{imp}, \text{ кВт.} \quad (5.15)$$

Потужність на валу компресора розраховується за формулою:

$$N_e = N_{TP} + N_i, \text{ кВт;} \quad (5.16)$$

Теоретичний коефіцієнт перетворення розраховується за формулою:

$$\text{COP}_{\text{теор}} = \frac{q_0}{1} \quad (5.17)$$

Коефіцієнт перетворення циклу Карно розраховується за формулою:

$$\text{COP}_{\text{Карно}} = \frac{T_0}{T_k - T_0} \quad (5.18)$$

Теоретична ступінь термодинамічної досконалості розраховується за формулою:

$$\eta_{\text{стс}}^{\text{теор}} = \frac{\text{COP}_{\text{теор}}}{\text{COP}_{\text{Карно}}} \quad (5.19)$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дійсний коефіцієнт перетворення розраховується за формулою:

$$\text{COP}_{\text{дійсн}} = \frac{Q_0}{N_e} \quad (5.20)$$

Дійсна ступінь термодинамічної досконалості розраховується за формулою:

$$\eta_{\text{стс}}^{\text{дійсн}} = \frac{\text{COP}_{\text{дійсн}}}{\text{COP}_{\text{Карно}}} \quad (5.21)$$

5.1 Питомі характеристики холодильного циклу для камери заморозки охолодженого м'яса.

Питома масова холодопродуктивність:

$$q_0 = 528.96 - 290.96 = 237.33, \text{ кДж/кг.}$$

Питома холодопродуктивність:

$$q_v = \frac{237.33}{0.382} = 621.28, \text{ кДж/м}^3.$$

Питома адіабатна робота стиснення:

$$l = 641.26 - 528.29 = 112.97, \text{ кДж/кг.}$$

Масова витрата холодильного агенту:

$$M_a = \frac{29.543}{237.33} = 0.124, \text{ кг/с.}$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресору:

$$V_d = 0.124 \cdot 0.381 = 0.04, \text{ м}^3/\text{с.}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт подачі компресору:

$$\lambda = 0.675 \cdot 0.899 = 0.6$$

$$\theta = -40 - (-40) = 0^\circ\text{C}$$

$$\lambda_c = 1 - 0.01 \left[ \left( \frac{12.14}{1.1} \right)^{\frac{1}{i}} - 1 \right] = 0.899 ;$$

$$\lambda'_w = \frac{233 + 0}{1.12 \cdot 308 + 0.5 \cdot 0} = 0.675 ;$$

Теоретичний об'єм, описаний поршнями компресору:

$$V_h = \frac{0.04}{0.6} = 0.07, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Адіабатна потужність компресору:

$$N_a = 0.124 \cdot 112.97 = 14.008, \text{ кВт}.$$

Індикаторна потужність компресору:

$$N_i = \frac{14.008}{0.635} = 22.05, \text{ кВт}.$$

Потужність тертя:

$$N_{TP} = 0.07 \cdot 40 = 2.8, \text{ кВт}.$$

Потужність на валу компресора:

$$N_e = 2.8 + 22.05 = 24.85, \text{ кВт};$$

Згідно з цим розрахунком приймаємо два компресори Bitzer 6GER-40P

$$V_h = 126.8, \text{ м}^3/\text{год};$$

Кількість циліндрів – 6;

$$Q_0 = 17.74, \text{ кВт}.$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Теоретичний коефіцієнт перетворення:

$$\text{COP}_{\text{теор}} = \frac{237.33}{112.97} = 2.1$$

Коефіцієнт перетворення циклу Карно:

$$\text{COP}_{\text{Карно}} = \frac{233}{308 - 233} = 3.1$$

Теоретична ступінь термодинамічної досконалості:

$$\eta_{\text{теор}} = \frac{2.1}{3.1} = 0.67$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$\text{COP}_{\text{дійсн}} = \frac{35,48}{24,85} = 1,42$$

Дійсна ступінь термодинамічної досконалості:

$$\eta_{\text{дійсн}} = \frac{1.42}{3.1} = 0.45$$

5.2 Питомі характеристики холодильного циклу для камери зберігання замороженого м'яса.

Удільна масова холодопродуктивність:

$$q_0 = 528.96 - 290.96 = 237.33, \text{ кДж/кг.}$$

Питома холодопродуктивність:

$$q_v = \frac{237.33}{0.382} = 621.28, \text{ кДж/м}^3.$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

Питома адіабатна робота стиснення:

$$l = 641.26 - 528.29 = 112.97, \text{ кДж/кг.}$$

Масова витрата холодильного агенту:

$$M_a = \frac{43.87}{237.33} = 0.18, \text{ кг/с.}$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресору:

$$V_d = 0.18 \cdot 0.381 = 0.07, \text{ м}^3/\text{с.}$$

Коефіцієнт подачі компресору:

$$\lambda = 0.675 \cdot 0.899 = 0.6$$

$$\lambda_c = 1 - 0.01 \left[ \left( \frac{12.14}{1.1} \right)^{\frac{1}{i}} - 1 \right] = 0.899 ;$$

$$\lambda'_w = \frac{233 + 0}{1.12 \cdot 308 + 0.5 \cdot 0} = 0.675 ;$$

$$\theta = -40 - (-40) = 0^\circ\text{C}$$

Теоретичний об'єм, описаний поршнями компресору:

$$V_h = \frac{0.07}{0.6} = 0.117, \text{ м}^3/\text{с.}$$

Адіабатна потужність компресору:

$$N_a = 0.18 \cdot 112.97 = 20.33, \text{ кВт.}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Індикаторна потужність компресору:

$$N_i = \frac{20.33}{0.635} = 32.01, \text{ кВт.}$$

$$\eta_i = 0.675 + 0.001 \cdot (-40) = 0.635;$$

Потужність тертя:

$$N_{TP} = 0.117 \cdot 40 = 4.68, \text{ кВт.}$$

Потужність на валу компресора:

$$N_e = 4.68 + 32.01 = 36.81, \text{ кВт.}$$

Згідно з цим розрахунком приймаємо три компресори Bitzer 6FER-50P

$$V_h = 151.6 \text{ м}^3/\text{год};$$

Кількість циліндрів – 6;

$$Q_0 = 21.3 \text{ кВт.}$$

Теоретичний коефіцієнт перетворення:

$$\text{COP}_{\text{теор}} = \frac{237.33}{112.97} = 2.1$$

Коефіцієнт перетворення циклу Карно:

$$\text{COP}_{\text{Карно}} = \frac{233}{308-233} = 3.1;$$

Теоретична ступінь термодинамічної досконалості:

$$\eta_{\text{стс}}^{\text{теор}} = \frac{2.1}{3.1} = 0.67$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$\text{COP}_{\text{дійсн}} = \frac{69.3}{36.81} = 1,73$$

Дійсна ступінь термодинамічної досконалості:

$$\eta_{\text{стс}}^{\text{дійсн}} = \frac{1.73}{3.1} = 0.55$$

У відповідності до міжнародних класифікацій безпеки визначених в ISO 817:2009, які також використовується в EN 378-1:2017-03, холодильна установка розроблена відповідно до цих стандартів повинна містити до 2,5 кг R290 на один цикл холодоагенту. Тому було прийнято рішення для зменшення рівня заправки системи холодильним агентом провести порівняльний аналіз з використанням каскадної холодильної установки де R290 було використовуватись у верхньому каскаді а R744 в нижньому. Схема установки представлена на рисунку 5.2.

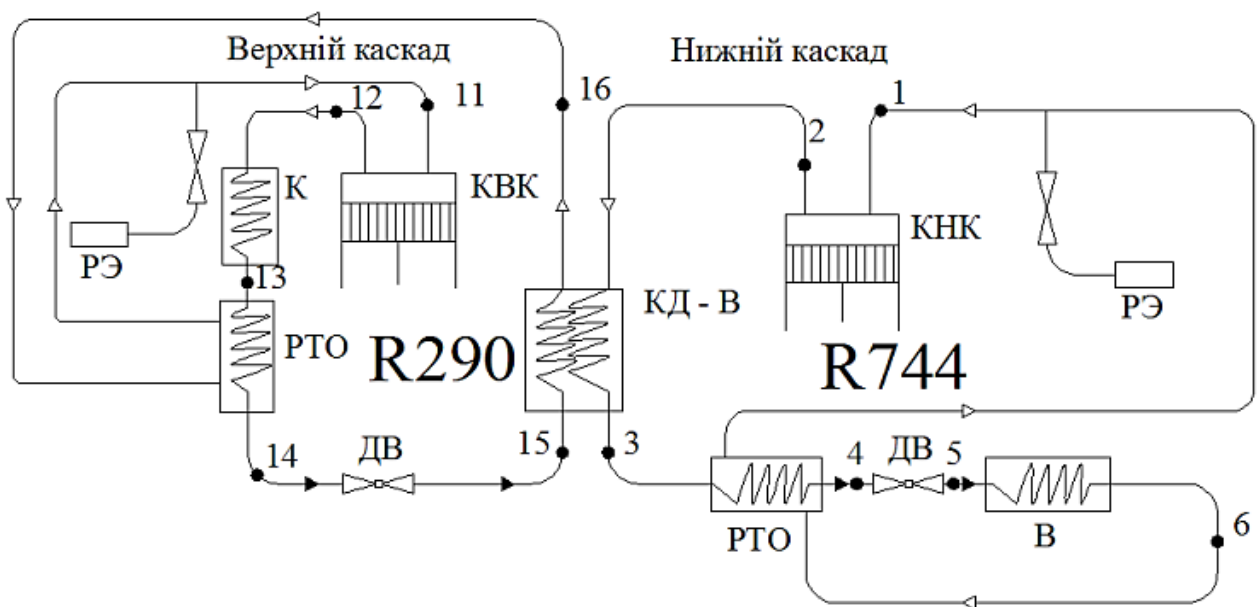


Рис. 5.2. Схема дійсної каскадної холодильної установки.

КВК, КНК – компресори верхнього КД-В – конденсатор – випаровувач верхнього і нижнього каскаду відповідно; РТО – регенеративний теплообмінник; К – конденсатор, типу “ПАР - РІДИНА”; РЄ – розширювальна ємкість; В – випаровувач; ДВ – дросельний вентиль.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Каскадна холодильна установка працює як дві незалежні одноступеневі холодильні машини, які пов'язані між собою одним елементом – конденсатор – випаровувачем, в якому здійснюються процеси конденсації CO<sub>2</sub>, як холодильного агента (ХА) нижнього каскаду і кипіння R290, як ХА верхнього каскаду. У високотемпературному басейні пари пропану стискаються у КВК і нагнітаються у К, де охолоджуються, конденсуються і переохолоджуються до температури T13. Далі рідкий ХА потрапляє у РТО де вони переохолоджуються за рахунок теплообміну із паром низькотемпературного потенціалу КД-В. ХА із температурою T14 дроселюється у ДВ потім паро-рідинна суміш кипить у КД-В і через РТО всмоктується КВК. Цикл повторюється.

У низькотемпературному басейні пари вуглекислоти стискаються у КНК і нагнітаються у КД-В, де конденсуються. Рідкий ХА переохолоджується у РТО і потрапляє у В де кипить забираючи тепло від охолоджуємого об'єкта. Далі пар із низькою температурою підігрівається в РТО до температури всмоктування T1 і всмоктується КНК. Цикл повторюється.

Під час стоянки машини температура робочої речовини стає рівною температурі навколишнього середовища. Рідкий ХА випаровується. Звичайно, що із ростом температури росте і тиск. Таким чином в машині встановлюється високий тиск насичення, що відповідає температурі навколишнього середовища. Цей тиск досить високий і може привести до серйозних проблем при пуску компресора. У зв'язку з цим на всмоктуючій лінії компресора встановлюється розширювальна ємкість (балон), яка включається тільки під час стоянки машини.

Побудова циклу каскадної холодильної машини здійснюється по наступному алгоритмові:

- проміжна температура в КД-В визначається як:

$$T_{\text{пр}} = \sqrt{T_{\text{КВ}} \cdot T_{\text{ОН}}} = \sqrt{318 \cdot 233} = 272,2 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Де: T<sub>кв</sub> – абсолютна температура конденсації верхнього каскаду, T<sub>кв</sub> = 303 К,

						<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
							34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

$T_{он}$  – абсолютна температура кипіння нижнього каскаду,  $T_{он}=233$  К,  
 $T_{пр} = 265$  К;

- температура кипіння верхнього каскаду:

$$T_{ов} = T_{пр} - \Delta T$$

Де:  $\Delta T = 5$ К,  $T_{ов} = 267,2$  К;

- температура конденсації нижнього каскаду:

$$T_{кн} = T_{пр} + \Delta T$$

$T_{кн} = 277,2$  К;

- температурний перегрів на всмоктування компресора становить  $15$  °С;
- переохолодження ХА в конденсаторі становить  $5$  °С;
- температуру недорекуперації приймаємо рівною  $10$  °С;
- коефіцієнт корисної дії РТО  $\eta=0,8$ .

Будуємо цикл в діаграмі  $\log P$ - $H$  для визначення параметрів вузлових точок.

#### **Термодинамічні процеси каскадної холодильної установки:**

- 11 – 12 адіабатне стиснення парів ХА компресором нижнього каскаду;
- 12 – 13 ізобарна конденсація парів ХА у конденсаторі;
- 13 – 14 ізобарне переохолодження рідкого R290 у РТО типу “ПАР - РІДИНА”;
- 14 – 15 ізоентальпійне дроселювання рідкого ХА у ДВ;
- 15 – 16 ізобарне випаровування паро – рідинної суміші у конденсатор - випаровувачі;
- 1 – 1 адіабатне стиснення парів ХА компресором верхнього каскаду;
- 2 – 3 ізобарна конденсація парів ХА у конденсатор - випаровувачі;
- 3 – 4 ізобарне переохолодження рідкого R744 у РТО типу “ПАР - РІДИНА”;
- 4 – 5 ізоентальпійне дроселювання рідкого ХА у ДВ;
- 5 – 6 ізобарне випаровування паро – рідинної суміші у конденсаторі - випаровувачі.

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

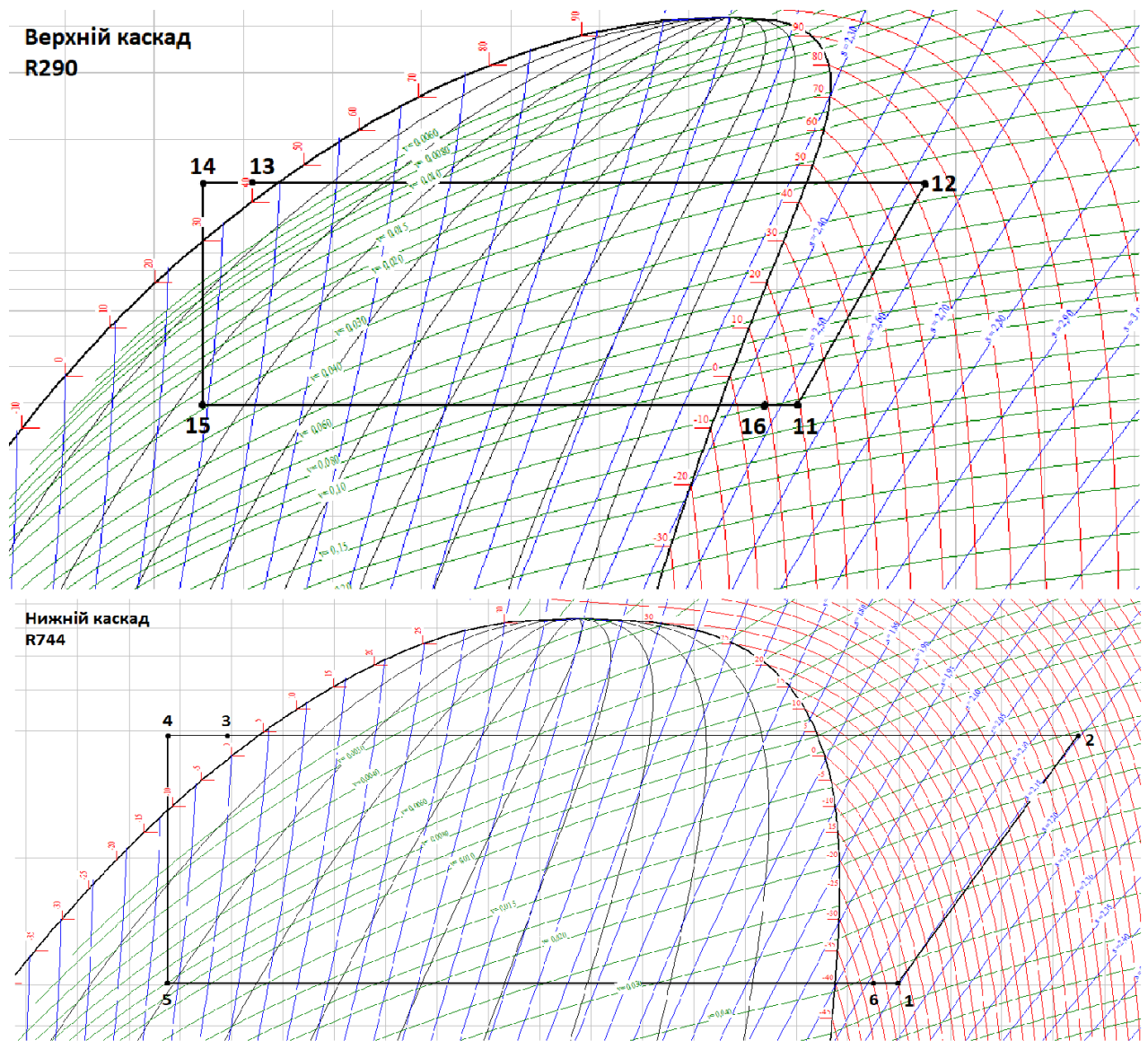


Рис.5.3 Зображення циклу каскадної холодильної установки в діаграмі logP-h.

Таблиця 5.1. Параметри у вузлових точках

№	11	12	13	14	15	16
p, бар	3,9	15,3	15,3	15,3	3,9	3,9
T, °C	19,2	74,1	40	30	-5,8	9,2
h, кДж/кг	610,9	683,2	304,9	277,2	277,2	593,2
v, м³/кг	0,13					

№	1	2	3	4	5	6
p, бар	10,1	38,9	38,9	38,9	10,1	10,1
T, °C	-15	82,6	-0,80	-10,8	-40	-25
h, кДж/кг	459,5	529,5	198,1	175,6	175,6	449,9
v, м³/кг	0,044					

## Тепловий розрахунок.

Розраховуємо питому масову холодопродуктивність:

$$q_{\text{оН}} = h_6 - h_5 = 449,9 - 175,6 = 274,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$q_{\text{оВ}} = h_{16} - h_{15} = 593,2 - 277,2 = 316 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Де:  $h$  – ентальпія відповідних точок (Табл.1.1)

Визначаємо питому теплоту конденсації:

$$q_{\text{кН}} = h_2 - h_3 = 529,5 - 198,1 = 331,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$q_{\text{кВ}} = h_{12} - h_{13} = 683,2 - 304,9 = 378,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома об'ємна холодопродуктивність:

$$q_v = \frac{q_{\text{оН}}}{V_1} = \frac{274,3}{0,044} = 6234,1 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Де:  $v_1$  – об'єм ХА у відповідних точках циклу.

Масова витрата ХА через нижній каскад:

$$M_{\text{аН}} = \frac{Q_{\text{оН}}}{q_{\text{оН}}} = \frac{50}{274,3} = 0,64 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Де:  $Q_{\text{оН}}$  – холодопродуктивність установки.

Масову витрату через верхній каскад визначимо із рівняння теплового балансу конденсатор – випаровувача:

$$M_{\text{аВ}} = \frac{M_{\text{аН}} \cdot q_{\text{кН}}}{q_{\text{оВ}}} = \frac{0,64 \cdot 331,4}{316} = 0,72 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Адіабатна робота стиснення у компресорі:

$$l_{\text{кМН}} = h_2 - h_1 = 529,5 - 459,5 = 70 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$l_{\text{кМВ}} = h_{12} - h_{11} = 683,2 - 610,9 = 72,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_{\text{дН}} = M_{\text{аН}} \cdot V_1 = 0,64 \cdot 0,044 = 0,072$$

$$V_{\text{дВ}} = M_{\text{аВ}} \cdot V_{11} = 0,72 \cdot 0,13 = 0,224$$

					КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37



Де:  $\eta_{iH}$  – індикаторний коефіцієнт,

$$\eta_{iH} = \lambda_{WH} + v \cdot t_{OH} = 0,841 + 0,001 \cdot (-40) = 0,801$$

$$\eta_{iB} = \lambda_{WB} + v \cdot t_{OB} = 0,84 + 0,001 \cdot (-5,8) = 0,834$$

Де:  $v$  – коефіцієнт ( $v=0,001$ ).

Потужність, що затрачується на тертя:

$$N_{TPH} = V_{hH} \cdot P_{TP} = 0,094 \cdot 50 = 4,72$$

$$N_{TPB} = V_{hB} \cdot P_{TP} = 0,302 \cdot 50 = 15,08$$

Ефективна:

$$N_{eH} = N_{TPH} \cdot N_{iH} = 4,72 \cdot 143,45 = 148,17$$

$$N_{eB} = N_{TPB} \cdot N_{iB} = 15,08 \cdot 149,07 = 164,15$$

Коефіцієнт перетворення (COP):

а) циклу Карно:

$$COP_K = \frac{T_{OH}}{T_{KB} - T_{OH}} = \frac{233}{318 - 233} = 2,74$$

б) теоретичний:

$$COP_T = \frac{q_{OH}}{l_{KMВ} + l_{KMН}} = \frac{274,3}{72,3 + 70} = 1,93$$

в) дійсний:

$$COP_D = \frac{Q_{OH}}{N_{eH} + N_{eB}} = \frac{50}{48,17 + 64,15} = 1,44$$

1.2.11 Степінь термодинамічної досконалості (СТС):

а) теоретична:

$$\eta_{СТСТ} = \frac{COP_T}{COP_K} = \frac{1,93}{2,74} = 0,703$$

б) дійсна:

$$\eta_{СТСД} = \frac{COP_D}{COP_K} = \frac{1,44}{2,74} = 0,53$$

Теоретичний холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon_T = \frac{Q_{OH}}{N_{aH} - N_{aB}} = \frac{50}{114,84 + 124,39} = 0,881$$

*Примітка: індекс н – нижній каскад, в – верхній каскад.*

					КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

Результати розрахунків зводимо в таблицю 5.2.

Таблиця 5.2

Позначення	q <sub>о.н.</sub>	q <sub>о.в.</sub>	q <sub>к.н.</sub>	q <sub>к.в.</sub>	q <sub>v</sub>	M <sub>а.н.</sub>	M <sub>а.в.</sub>	I <sub>км.н.</sub>	I <sub>км.в.</sub>
Розмірність	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/м <sup>3</sup>	кг/с	кг/с	кДж/кг	кДж/кг
Величина	274,3	316	331,4	378,3	6234,1	1,641	1,720	70	72,3

Продовження таблиці 5.2

Позначення	V <sub>д.н.</sub>	V <sub>д.в.</sub>	λ <sub>н</sub>	λ <sub>в</sub>	V <sub>н.н.</sub>	V <sub>н.в.</sub>	N <sub>а.н</sub>	N <sub>а.в.</sub>	N <sub>і.н</sub>
Розмірність	м <sup>3</sup> /с	м <sup>3</sup> /с	-	-	м <sup>3</sup> /с	м <sup>3</sup> /с	кВт	кВт	кВт
Величина	0,072	0,224	0,764	0,741	0,094	0,302	114,84	124,39	143,45

Продовження таблиці 5.2

Позначення	N <sub>і.в.</sub>	N <sub>тр.н.</sub>	N <sub>тр.в.</sub>	N <sub>е.н.</sub>	N <sub>е.в.</sub>	COP <sub>к</sub>	COP <sub>т</sub>	COP <sub>д</sub>	η <sub>стс.т</sub>	η <sub>стс.д</sub>	ε
Розмірність	кВт	кВт	кВт	кВт	кВт	-	-	-	-	-	-
Величина	149,07	4,72	15,08	148,17	164,15	2,74	1,93	1,44	0,703	0,53	0,881

Зведемо результати розрахунків на всіх запропонованих альтернативних холодильних агентах в таблицю.

Результати теплового розрахунку циклів

Таблиця 5.3

Параметр	R290	R290 / R744
q <sub>0</sub> , кДж/кг	237,5	316 / 274,3
l <sub>a</sub> , кДж/кг	41,3 / 36,8	72,3 / 70
q <sub>v</sub> , кДж/м <sup>3</sup>	621,2	6234,1
N <sub>а</sub> , кВт	36,81	24,39 / 34,84
COP <sub>т</sub>	2,57	1,93
COP <sub>д</sub>	1,73	1,44
η <sub>стс.т</sub>	0,937	0,703
η <sub>стс.д</sub>	0,55	0,53
ε	1,195	0,881

Каскадна система на R290/R744 і програє R290 показниками термодинамічної досконалості (на 3%) та затраченої потужності (на 5%). Але приймаючи до уваги ціну капітальних затрат на устаткування каскадної системи більше на 15% за систему на R290 – я рекомендую одноступеневу холодильну систему на R290.

## 6. РОЗРАХУНОК ПОВІТРЯНОГО КОНДЕНСАТОРА

Для відведення теплоти конденсації в даній холодильній системі використовуємо повітряні конденсатори. Розрахункове теплове навантаження може бути визначена за даними теплового розрахунку як:

$$\sum Q_k = Q_0 + N_e, \text{ кВт.} \quad (6.1)$$

$$\sum Q_k = Q_0 + N_e = 3 \cdot (36.21 + 21.3) + 2 \cdot (17.74 + 24.85) = 258, \text{ кВт}$$

Дані для розрахунку:

Теплове навантаження:  $Q_k = 258, \text{ кВт};$

Розрахункова температура зовнішнього повітря:  $t_3 = 29, \text{ }^\circ\text{C};$

Відносна вологість зовнішнього повітря:  $\phi_3 = 0.6;$

Зовнішній діаметр труби:  $d = 0.022, \text{ м};$

Внутрішній діаметр труби:  $d_{\text{вн}} = 0.02, \text{ м};$

Товщина ребра:  $\delta = 0.0008, \text{ м};$

Крок ребер:  $u = 0.008, \text{ м};$

Ширина ребра:  $V = 0.044, \text{ м};$

Матеріал труб/ребер: мідь/алюміній;

Крок труб по ходу/проти ходу повітря:  $\frac{S_1}{S_2} = \frac{0.044}{0.088}, \text{ м};$

Розташування труб в пучку: шахове;

Форма ребра: пластинчасте;

Агент: R290.

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

Тепловий розрахунок конденсатора.

Приймаємо підігрів повітря в конденсаторі  $\Delta t=5$  К, тоді температура повітря на виході з апарату:

$$t_2 = t_3 + \Delta t \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (6.2)$$
$$t_2 = 29 + 5 = 34, \text{ } ^\circ\text{C}$$

Температура конденсації для повітряних конденсаторів приймається на 10-12 К вище за розрахункову температуру зовнішнього повітря:

$$t_k = 35 + 10 = 45, \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (6.3)$$

Задаємося швидкістю повітря в живому перетині апарату –  $w = 8$ , м/с.

Розраховуємо геометричні характеристики ребра:

зовнішня поверхня ребра:

$$f_p = B^2 - 0.25 \cdot \pi \cdot d^2 + 4 \cdot B \cdot \delta \quad (6.4)$$
$$f_p = 0.044^2 - 0.25 \cdot 3.14 \cdot 0.022^2 + 4 \cdot 0.044 \cdot 0.0008 = 1.7 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2$$

зовнішня поверхня труби між двома суміжними ребрами:

$$f_{тр} = \pi \cdot d \cdot (u - \delta), \text{ м}^2 \quad (6.5)$$
$$f_{тр} = 3.14 \cdot 0.022 \cdot (0.008 - 0.0008) = 0.5 \cdot 10^{-3}$$

внутрішня поверхня труби ребристого елемента:

$$f_{вн} = \pi \cdot d \cdot u, \text{ м}^2 \quad (6.6)$$
$$f_{вн} = 3.14 \cdot 0.022 \cdot 0.008 = 0.55 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

повна зовнішня поверхня ребристого елемента:

$$f_{\Pi} = f_p + f_{\text{тр}}, \text{ м}^2 \quad (6.7)$$

$$f_{\Pi} = 1.7 \cdot 10^{-3} + 0.5 \cdot 10^{-3} = 2.2 \cdot 10^{-3}$$

коефіцієнт оребрення  $\beta$  і ступінь оребрення  $\varphi_{\Pi}$ :

$$\beta = \frac{f_{\Pi}}{f_{\text{вн}}} \quad (6.8)$$

$$\beta = \frac{2.2}{0.55} = 4$$

$$\varphi_{\Pi} = \frac{f_{\Pi}}{f_{\text{тр}}} \quad (6.9)$$

$$\varphi_{\Pi} = \frac{2.2}{0.5} = 4.4$$

За довідковими даними вибираємо теплофізичні властивості повітря при  $t_{\text{н}}$ :

- кінематична в'язкість  $\nu = 16.2 \cdot 10^{-6}$ , м<sup>2</sup>/с;
- коефіцієнт теплопровідності  $\lambda = 0.027$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К);
- число Прандтля  $Pr = 0.7$ ;
- щільність  $\rho = 1.16$ , кг/м<sup>3</sup>;
- теплоємність  $c = 1.005$ , кДж/(кг·К).

Визначальний розмір для умов тепловіддачі від поверхні конденсатора до повітря для пластинчастих ребер визначаємо по формулі:

$$d_{\text{T}} = \frac{2 \cdot (S_1 - d) \cdot (u - \delta)}{(S_1 - d + u - \delta)}, \text{ м.} \quad (6.10)$$

$$d_{\text{T}} = \frac{2 \cdot (0.044 - 0.022) \cdot (0.008 - 0.0008)}{(0.044 - 0.022 + 0.008 - 0.0008)} = 0.011, \text{ м.}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

Критерій Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = \frac{wd_T}{\nu}; \quad (6.11)$$

$$Re = \frac{8 \cdot 0.011}{16.2 \cdot 10^{-6}} = 5358;$$

Критерій Нуссельта для пластинчастого ребра визначаємо по формулі:

$$Nu = 0.178 \cdot \left[ \frac{(S_1 - d)}{d_T} \right]^{-0.14} \cdot Re^{0.6} \quad (6.12)$$

$$Nu = 0.178 \cdot \left[ \frac{(0.044 - 0.022)}{0.011} \right]^{-0.14} \cdot 5358^{0.6} = 27.8$$

Коефіцієнт тепловіддачі від поверхні ребра до повітря визначаємо по формулі:

$$\alpha_k = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_T}, \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)} \quad (6.13)$$

$$\alpha_k = \frac{27.8 \cdot 0.027}{0.011} = 69.1, \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

Умовну висоту ребра для пластинчастих ребер визначаємо по формулі:

$$h' = 0.5 \cdot d \cdot \left( \frac{1.15 \cdot B}{d - 1} \right) \left( 1 + 0.35 \cdot \ln \left( \frac{1.15 \cdot B}{d} \right) \right), \text{ м} \quad (6.14)$$

$$h' = 0.5 \cdot 0.022 \cdot \left( \frac{1.15 \cdot 0.044}{0.022 - 1} \right) \left( 1 + 0.35 \cdot \ln \left( \frac{1.15 \cdot 0.044}{0.022} \right) \right) = 0.018, \text{ м.}$$

Для мідних труб коефіцієнт теплопровідності стінки  $\lambda_{тр}=400$ , Вт/(м·К),  
для алюмінієвих ребер  $\lambda_p=200$ , Вт/(м·К).

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

Коефіцієнт ефективності ребра визначаємо по формулі:

$$E = \tanh \left[ \frac{\left( \frac{2 \cdot \alpha_k}{\delta \cdot \lambda_p} \right)^{0.5} \cdot (h' + 0.5 \cdot \delta)}{\left( \frac{2 \cdot \alpha_k}{\delta \cdot \lambda_p} \right)^{0.5} \cdot (h' + 0.5 \cdot \delta)} \right] \quad (6.15)$$

$$E = \tanh \left[ \frac{(2 \cdot 69.1 / (0.0008 \cdot 200))^{0.5} \cdot (0.018 + 0.5 \cdot 0.0008)}{[2 \cdot 69.1 / (0.0008 \cdot 200)]^{0.5} \cdot (0.018 + 0.5 \cdot 0.0008)} \right] \\ = 0.91$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі визначаємо по формулі:

$$\alpha_{пр} = \alpha_k \cdot \left( \frac{f_p \cdot E}{f_n} + \frac{1}{\phi_n} \right), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (6.16)$$

$$\alpha_{пр} = 69.1 \cdot \left( \frac{1.7 \cdot 0.91}{2.2} + \frac{1}{4.4} \right) = 64.2, \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$$

Розрахункові дані для визначення термічного опору шару мастила:

товщина –  $\delta_M = 0.0005$  м;

коефіцієнт теплопровідності –  $\lambda_M = 0.12$  Вт/(м·К).

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні апарату визначимо по формулі:

$$K = \left[ \left( \frac{1}{\alpha_{пр}} + \frac{8 \cdot f_n}{\pi \cdot (d^2 + d_{вн}^2)} \right) \cdot \left( \frac{0.5 \cdot (d - d_{вн})}{\lambda_{тр}} + \frac{\delta}{\lambda_p} + \frac{\delta_M}{\lambda_M} \right) \right]^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (6.17)$$

$$K = \left[ \left( \frac{1}{64.2} + \frac{8 \cdot 2.2 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (0.022^2 + 0.002^2)} \right) \cdot \left( \frac{0.5 \cdot (0.022 - 0.02)}{400} + \frac{0.0008}{200} + \frac{0.0005}{0.12} \right) \right]^{-1} = \\ = 23.8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

						<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			45

Властивості агента (R290) визначаємо за довідковими даними при визначальній температурі конденсації  $t_k$ :

- щільність конденсату  $\rho_k = 585$ , кг/м<sup>3</sup>;
- коефіцієнт теплопровідності конденсату  $\lambda_k = 0.0182$ , Вт/(м·К);
- коефіцієнт динамічної в'язкості конденсату  $\mu_k = 0.84 \cdot 10^{-5}$ , Па·с;
- теплота пароутворення  $r = 484.5 \cdot 10^3$ , Дж/кг.

Щільність теплового потоку з боку конденсуючого холодильного агента, використовуючи загальну температуру стінки труби  $t_{ct}$ , можна виразити по формулі:

$$q = \beta^{-1} \cdot 0.72 \cdot \left[ 9.81 \cdot r \cdot \rho_k^2 \cdot \lambda_k^3 \cdot (\mu_k \cdot d_{вн})^{-1} \right]^{0.25} \cdot (t_k - t_{ct})^{-0.75}, \text{ Вт/м}^2 \quad (6.18)$$

$$q = 4^{-1} \cdot 0.72 \cdot \left[ 9.81 \cdot 484.5 \cdot 10^3 \cdot 585^2 \cdot 0.0182^3 \cdot (0.84 \cdot 10^{-5} \cdot 0.02)^{-1} \right]^{0.25} \cdot (45 - t_{ct})^{-0.75} =$$

$$= 498 \cdot (45 - t_{ct})^{-0.75} \text{ Вт/м}^2$$

Щільність теплового потоку з боку повітря, використовуючи загальну температуру стінки труби  $t_{ct}$ , можна виразити по формулі:

$$q = K \cdot (t_{ct} - t_n), \text{ Вт/м}^2 \quad (6.19)$$

$$q = K \cdot (t_{ct} - t_n) = 23.8 \cdot (t_{ct} - 32), \text{ Вт/м}^2$$

Вирішуючи спільно систему рівнянь, визначимо шукану щільність теплового потоку через стінку:  $q = 168.2$ , Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Повну оребрену поверхню апарату визначаємо по формулі:

$$F = \frac{Q_k \cdot 10^3}{q}, \text{ м}^2 \quad (6.20)$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

$$F = \frac{258 \cdot 10^3}{168.2} = 1534 \text{ м}^2$$

Конструктивний розрахунок апарату.

Об'ємна витрата повітря через апарат визначається по формулі:

$$V = \frac{Q_{\kappa}}{c \cdot \rho \cdot \Delta t}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (6.21)$$

$$V = \frac{258}{1.16 \cdot 1.005 \cdot 5} = 44,3, \text{ м}^3/\text{с}$$

Площа «живого» перетину конденсатора:

$$F_{\text{ж}} = \frac{V}{w}, \text{ м}^2 \quad (6.22)$$

$$F_{\text{ж}} = \frac{44.3}{8} = 5.53, \text{ м}^2$$

Сумарна довжина труб в апараті:

$$\sum L = \frac{F_{\text{ж}}}{f_{\text{п}}}, \text{ м} \quad (6.23)$$

$$\sum L = \frac{5.53}{2.2 \cdot 10^{-3}} = 2514, \text{ м}$$

Площу «живого» перетину одного ребристого елемента визначимо по формулі:

$$f_{\text{ж}} = S_1 \cdot u - (2 \cdot h \cdot \delta + d \cdot u), \text{ м}^2 \quad (6.24)$$

$$f_{\text{ж}} = 0.044 \cdot 0.008 - (2 \cdot 0.018 \cdot 0.0008 + 0.022 \cdot 0.008) = 0.1465 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Число ребристих елементів у фронтальному перетині пучка труб апарату:

$$n_{pe} = \frac{F_{ж}}{f_{ж}} \quad (6.25)$$

$$n_{pe} = \frac{5.53}{0.1465 \cdot 10^{-3}} = 37748$$

Сумарна довжина труб у фронтальному перетині пучка:

$$\sum L_{\phi} = u \cdot n_{pe}, \text{ м} \quad (6.26)$$

$$\sum L_{\phi} = 0.008 \cdot 37748 = 302, \text{ м}$$

Площа фронтального перетину апарату:

$$S_{\phi} = S_1 \cdot \sum L_{\phi} = 0.044 \cdot 302 = 13.3, \text{ м}^2 \quad (6.27)$$

По графіках характеристик вентиляторів вибираємо чотири вентилятори марки ВО- 12-303-8 при орієнтовному натиску  $H=160$ , Па.

Діаметр вентиляторів  $D_v=0.8$ , м, кількість  $z=4$

Конденсатор буде підлоговий, квадратної форми.

Орієнтовні геометричні розміри конденсатора:

- ширина та довжина  $B_k = L_k = (S_{\phi})^{0.5} = (13.3)^{0.5} = 3.65$ , м;

Число труб у фронтальному перетині апарату з округленням до цілого:

$$N_{\phi} = \frac{B_k}{S_1} \quad (6.28)$$

$$N_{\phi} = \frac{3.65}{0.044} = 84$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Число труб уздовж потоку повітря, з округленням до більшого цілого:

$$N = \frac{\sum L}{\sum L_{\phi}} \quad (6.29)$$

$$N = \frac{2514}{302} = 9$$

Висота секції:

$$H_k = S_2 \cdot N, \text{ м} \quad (6.30)$$

$$H_k = 0.088 \cdot 9 = 0.792, \text{ м}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 7. РОЗРАХУНОК ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧА

7.1 Розрахунок повітроохолоджувача для камери з  $t_{\text{КАМ}} = -18^{\circ}\text{C}$

При проведенні розрахунку приймаю наступні параметри:

Теплове навантаження для камер зберігання замороженого м'яса  
 $Q_0^{\text{КАМ.№1}} = 43.87$ , кВт.

температура повітря в приміщенні -  $t_k = -18^{\circ}\text{C}$  ;

відносна вологість повітря в камері -  $\varphi = 95\%$

робоче тіло - R290.

Геометричні розміри ребристої труби повітроохолоджувача,  
виготовленого методом литва під тиском:

труба:

зовнішній діаметр  $d_{\text{ТР}} = 0,025$ , м;

внутрішній діаметр  $d_{\text{ВН}} = 0,02$ , м;

товщина стінки  $\delta_{\text{Т}} = 0,0025$ , м;

матеріал (сталь)  $\lambda_{\text{Т}} = 45$ , Вт/(м·К);

ребро:

висота  $h = 0,024$ , м;

товщина у вершини  $\delta_{\text{ВР}} = 0,0008$ , м;

товщина в підстави  $\delta_{\text{ОР}} = 0,0012$ , м;

крок  $и = 0,012$ , м;

матеріал (алюміній)  $\lambda_{\text{Р}} = 180$ , Вт/(м·К);

компоновка пучка труб шаховий пучок.

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

Товщина алюмінієвого чохла на зовнішній поверхні сталевій труби рівна  $\delta = 1,5$ , мм тоді зовнішній діаметр з урахуванням алюмінієвого чохла буде рівний:

$$d_H = d_{TP} + 2 \cdot \delta, \text{ м} \quad (7.1)$$

$$d_H = 0,025 + 2 \cdot 0,0015 = 0,028, \text{ м};$$

Приймаємо діаметр ребра:

$$D = d_H + 2 \cdot h, \text{ м}; \quad (7.2)$$

$$D = 0,028 + 2 \cdot 0,024 = 0,076 \text{ м};$$

Крок труб в пучку:

Поперечний (впоперек потоку повітря):

$$S_1 = (D + 2 \cdot \delta_{II}) + 0,003, \text{ м}; \quad (7.3)$$

$$S_1 = (0,076 + 2 \cdot 0,003) + 0,003 = 0,085 \text{ м};$$

Подовжній (уздовж потоку повітря):

$$S_2 = S_1 = (D + 2 \cdot \delta_{II}) + 0,002 \text{ м}; \quad (7.4)$$

$$S_2 = S_1 = (0,076 + 2 \cdot 0,003) + 0,003 = 0,085, \text{ м};$$

Діагональний:

$$S'_2 = \left[ S_2^2 + \left( \frac{S_1}{2} \right)^2 \right]^{0,5}, \text{ м}. \quad (7.5)$$

$$S'_2 = \left[ (0,085)^2 + \left( \frac{0,085}{2} \right)^2 \right]^{0,5} = 0,095 \text{ м}.$$

## Тепловий розрахунок

Кінцевою метою теплового розрахунку є визначення площі поверхні повітроохолоджувача, яка повинна відводити задане теплове навантаження і підтримувати необхідну температуру повітря в камері. Задаємося величиною підохолодження повітря в повітроохолоджувачі

$$\Delta t_{\Pi} = 2^{\circ}\text{C}.$$

Визначаємо температуру повітря на виход із апарату:

$$t_2 = t_{\text{вих.п.}} = t_k - \Delta t_{\Pi} \quad (7.6)$$

$$t_2 = -18 - 2 = -20^{\circ}\text{C}.$$

Визначаємо середню температуру повітря:

$$t_{\text{сеп.п}} = 0,5 \cdot (t_2 + t_k)^{\circ}\text{C}. \quad (7.7)$$

$$t_{\text{сеп.п}} = 0,5 \cdot (-20 + -18) = -19^{\circ}\text{C}.$$

Приймаємо температуру кипіння робочого тіла:

$$t_0 = -40^{\circ}\text{C}.$$

Визначуваний температурний натиск:

$$\theta = t_{\text{сеп.п.}} - t_0 = {}^{\circ}\text{C}. \quad (7.8)$$

$$\theta = -19 + 40 = 21^{\circ}\text{C}.$$

Вибираю теплофізичні властивості вологого повітря при визначальній температурі  $t_{\text{сеп.п}} = -19^{\circ}\text{C}$ :

$\nu_{\Pi} = 11,79 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$  - коефіцієнт кінематичної в'язкості;

$\lambda_{\Pi} = 2,28 \cdot 10^{-2}$ , Вт/(м·К) - коефіцієнт теплопровідності;

$\text{Pr}_{\Pi} = 0,716$  - число Прандтля;

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52



Таблиця 7.1 Параметри повітря.

№ точки	t, °C	d · 10 <sup>-3</sup> , кг / кг	h, кДж / кг	φ, %
1	-18	0,8	-16	90
2	-20	0,66	-18	94
3(п)	-22,4	0,5	-21	100

Грунтуючись на принципі подібності трикутників (см. мал), можна записати:

$$\frac{d_1 - d''_{\Pi}}{t_1 - t_{\Pi}} = \frac{d_1 - d_2}{t_1 - t_2} \quad (7.10)$$

Звідси невідоме значення вологовмісту повітря на виході апарату буде рівне:

$$d_2 = d_1 - \left( \frac{(t_1 - t_2) \cdot (d_1 - d''_{\Pi})}{t_1 - t_{\Pi}} \right), \text{кг/кг.} \quad (7.11)$$

$$d_2 = 0,810^{-3} - \left( \frac{(-18 + 20) \cdot (0,8 \cdot 10^{-3} - 0,5 \cdot 10^{-3})}{-18 + 20,6} \right) = 0,66 \cdot 10^{-3}, \text{кг/кг.}$$

Відносна вологість повітря, на виході з апарату буде рівна:

$$\varphi_2 = \frac{d''_{\Pi}}{d_2} \quad (7.12)$$

де d''<sub>Π</sub> и d''<sub>2</sub> - відповідно, вологовміст насиченого повітря при t<sub>Π</sub> и t<sub>2</sub>.

$$\varphi_2 = \frac{0,66}{0,7} = 0,95$$

Ентальпію повітря в точках 1,2 і 3 при негативних значеннях температури поверхні апарату (інею) знаходимо по залежностям

$$h_1 = 1,0078 \cdot t_1 + (2835 + 2,09 \cdot t_1) \cdot d_1, \text{кДж/кг;} \quad (7.13)$$

$$h_1 = 1,0078 \cdot (-18) + (2835 + 2,09 \cdot (-18)) \cdot 0,8 \cdot 10^{-3} = -16, \text{кДж/кг;}$$

					КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

$$h_2 = 1,0078 \cdot (-20) + (2835 + 2,09 \cdot (-20)) \cdot 0,66 \cdot 10^{-3} = -18, \text{кДж / кг};$$

$$h_3 = 1,0078 \cdot (-22,4) + (2835 + 2,09 \cdot (-22,4)) \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} = -21, \text{кДж / кг};$$

Переходимо до розрахунку геометричних характеристик теплопередаючого елементу.

Геометричні характеристики поверхні ребристого елементу вільного від інею:

Площа зовнішньої поверхні ребра:

$$F_p = 0,5 \cdot \pi \cdot (D^2 - d_3^2) + \pi \cdot D \cdot \delta_{BP}, \text{м}^2; \quad (7.14)$$

$$F_p = 0,5 \cdot 3,14 \cdot ((0,076)^2 - (0,028)^2) + 3,14 \cdot 0,076 \cdot 0,0008 = \\ = 8,03 \cdot 10^{-3}, \text{м}^2;$$

Площа зовнішньої поверхні труби між двома суміжними ребрами:

$$F_T = \pi \cdot d_3 \cdot (u - \delta_{OP}), \text{м}^2; \quad (7.15)$$

$$F_T = 3,14 \cdot 0,028 \cdot (0,012 - 0,0012) = 9,5 \cdot 10^{-4}, \text{м}^2;$$

Площа внутрішньої поверхні труби ребристого елементу:

$$F_B = \pi \cdot d_B \cdot u, \text{м}^2; \quad (7.16)$$

$$F_B = 3,14 \cdot 0,02 \cdot 0,012 = 7,5 \cdot 10^{-4}, \text{м}^2;$$

Площа зовнішньої поверхні труби ребристого елементу:

$$F_3 = F_p + F_T, \text{м}^2; \quad (7.17)$$

$$F_3 = 8,03 \cdot 10^{-3} + 9,5 \cdot 10^{-4} = 8,98 \cdot 10^{-3}, \text{м}^2;$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт  $\beta$  і міра обребрення теплообмінної поверхні  $\varphi$  :

$$\beta = \frac{F_3}{F_B} \quad (7.18)$$

$$\beta = \frac{8,98 \cdot 10^{-3}}{7,5 \cdot 10^{-4}} = 12$$

$$\varphi = \frac{F_3}{\pi \cdot d_3 \cdot u} \quad (7.19)$$

$$\varphi = \frac{8,98 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,028 \cdot 0,012} = 8,5$$

Геометричні характеристики поверхні інею, що осів на ребристому елементі при товщині шару  $\delta_{IH} = 0,002, \text{м}$ .

Площа зовнішньої поверхні інею на ребрі рівна:

$$F_{PI} = 0,5 \cdot \pi \cdot ((D + 2 \cdot \delta_{IH})^2 - (d_H + 2 \cdot \delta_{IH})^2) + \pi \cdot (D + 2 \cdot \delta_{IH}) \cdot (\delta_P + 2 \cdot \delta_{IH}), \text{м}^2; \quad (7.20)$$

$$F_{PI} = 0,5 \cdot 3,14 \cdot ((0,076 + 2 \cdot 0,003)^2 - (0,028 + 2 \cdot 0,003)^2) + 3,14 \cdot (0,076 + 2 \cdot 0,003) \cdot (0,0008 + 2 \cdot 0,003) = 1,05 \cdot 10^{-2}, \text{м}^2;$$

Зовнішня поверхня інею на трубі між двома суміжними ребрами має площу:

$$F_{TI} = \pi \cdot (d_3 + 2 \cdot \delta_{IH}) \cdot (u - (\delta_{OP} + 2 \cdot \delta_{IH})), \text{м}^2; \quad (7.21)$$

$$F_{TI} = 3,14 \cdot (0,028 + 2 \cdot 0,002) \cdot (0,012 - (0,0012 + 2 \cdot 0,002)) = 5,1 \cdot 10^{-4}, \text{м}^2;$$

Повна площа зовнішньої поверхні інею на ребристому елементі рівна:

$$F_{3I} = F_{PI} + F_{TI}, \text{м}^2; \quad (7.22)$$

$$F_{3I} = 0,0105 + 0,00051 = 1,1 \cdot 10^{-2}, \text{м}^2;$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

Коефіцієнт обребрення поверхні  $\beta^I$ , покритої інеєм, рівний:

$$\beta^I = F_{HI} / F_B \quad (7.23)$$

$$\beta^I = 1,1 \cdot 10^{-2} / 7,5 \cdot 10^{-4} = 14,7$$

Мінімальний живий перетин одного ребристого елемента, покритого шаром інею прийнятої величини, рівний:

$$f_{ж} = и \cdot (S_1 - d_3 - 2 \cdot \delta_1) - 2 \cdot h \cdot (\delta_{СЕР.Р} + 2 \cdot \delta_1), м^2. \quad (7.24)$$

$$\begin{aligned} f_{ж} &= 0,012 \cdot (0,082 - 0,028 - 2 \cdot 0,003) - 2 \cdot 0,024 \cdot (0,001 + 2 \cdot 0,003) = \\ &= 2,9 \cdot 10^{-4}, м^2. \end{aligned}$$

Задаємося швидкістю повітря в живому перетині повітроохолоджувача

$$\omega_{\Pi} = 4, м / с.$$

Визначуваний режим руху повітря - число Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega_{\Pi} \cdot d_3}{\nu_{\Pi}} \quad (7.25)$$

$$Re = \frac{4 \cdot 0,028}{11,79 \cdot 10^{-6}} = 9500$$

Число Нуссельта для труб, виготовлених методом литва під тиском :

$$Nu = (1 - n) \cdot C_Z \cdot C_S \cdot \varphi^{-0,5} \cdot Re^n = 62,6 \quad (7.26)$$

$$Nu = (1 - 0,7) \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot (8,5)^{-0,5} \cdot 9500^{0,7} = 62,6$$

$$\text{де } C_S = \frac{S_1 - d_3}{S_2 - d_3} \text{ - коефіцієнт, форми пучка} \quad (7.27)$$

$$C_S = \frac{0,082 - 0,028}{0,082 - 0,028} = 1$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

$C_z=0.95$ - коефіцієнт, що враховує кількість рядів в пучку уздовж потоку повітря;

$$n = 0,61 \cdot \varphi^{0,08} \quad (7.28)$$

$$n = 0,61 \cdot (8,5)^{0,08} = 0,7$$

$$m = S_2 + \varphi^{-0,48} \quad (7.29)$$

$$m = 0,085 + (8,5)^{-0,48} = 0,03$$

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі на стороні повітря рівний:

$$\alpha_K = \frac{Nu \cdot \lambda_{\Pi}}{d_3}, \text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (7.30)$$

$d_3$  - визначальний розмір, м.

$$\alpha_K = \frac{62,6 \cdot 2,28 \cdot 10^{-2}}{0,028} = 51, \text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коефіцієнт вологовиділення за цих умов рівний:

$$\xi = 1 + \frac{(d_K'' \cdot \varphi_K - d_{\Pi}'') \cdot (r - h_{\Pi})}{C_B' \cdot (t_K - t_{\Pi})} \quad (7.31)$$

$$\xi = 1 + \frac{(1 \cdot 10^{-3} \cdot 0,9 - 0,6 \cdot 10^{-3}) \cdot (2835 + 46,8)}{0,98 \cdot (-18 - (-22,4))} = 1,2$$

$r = 2835$  кДж/кг - питома теплота фазового переходу при  $t_{\Pi} < 0^{\circ}\text{C}$ ;

$d_{\Pi}''$  - вологовміст вологого повітря в пограничному шарі в поверхні інею при  $t_{\Pi} = -20,6^{\circ}\text{C}$  і відносною вологістю  $\varphi = 1$ ;

$$d_{\Pi}'' = 0,6 \cdot 10^{-3} \text{ кг} / \text{кг}$$

$h_{\Pi}$  - ентальпія інею;

$$h_{\Pi} = 2,09 \cdot t_{\Pi} \text{ кДж/кг} \quad (7.33)$$

$$h_{\Pi} = 2,09 \cdot (-20,6) = -43,05$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$C'_B$ , – питома теплоємність вологого повітря;

$$C'_B = 1,009 + 1,87 \cdot d_m \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) \quad (7.32)$$

$d_m$  - вологовміст повітря при визначальній температурі.

$$d_m = 0,5 \cdot (d_K + d_2), \text{кг} / \text{кг} \quad (7.33)$$

$$d_m = 0,5 \cdot (-16 - 18) \cdot 10^{-3} = -17 \cdot 10^{-3} \text{ кг} / \text{кг}$$

$$C'_B = 1,009 + 1,87 \cdot (-17) \cdot 10^{-3} = 0,98$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні теплопередаючого елемента з урахуванням термічного опору шару інею знайдемо як:

$$\alpha_{\text{ИП}} = \left( \frac{1}{\alpha_K \cdot \xi} + \frac{\delta_{\text{ИИ}}}{\lambda_{\text{ИИ}}} \right)^{-1}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (7.34)$$

де  $\lambda_{\text{ИИ}} = 0,2, \text{Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$  - коефіцієнт теплопровідності інею.

$$\alpha_{\text{ИП}} = \left( \frac{1}{51 \cdot 1,2} + \frac{0,003}{0,2} \right)^{-1} = 32, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коефіцієнт ефективності ребра знайдемо як:

$$E = \frac{\text{th}(mh)}{mh} = \frac{\text{th}(0,61)}{0,61} = 0,88 \quad (7.35)$$

$$E = \frac{\text{th}(0,61)}{0,61} = 0,88$$

$$mh' = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{\text{ИП}}}{\delta_{\text{СЕР.Р}} \cdot \lambda_{\text{Р}}}} \cdot h'; \quad (7.36)$$

$$mh' = \sqrt{\frac{2 \cdot 32}{0,001 \cdot 180}} \cdot 0,032 = 0,61$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

$\lambda_p = 180, \text{Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$  - коефіцієнт теплопровідності матеріалу ребра;

$$h' = h \cdot \left( 1 + 0,805 \cdot \log \left( \frac{D}{d_H} \right) \right), \text{м-умовна висота ребра.} \quad (7.37)$$

$$h' = 0,026 \cdot \left( 1 + 0,805 \cdot \log \left( \frac{0,076}{0,028} \right) \right) = 0,032, \text{м.}$$

Умовний коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до зовнішньої поверхні ребристого елемента

$$\alpha_{\text{ПР.3}} = \alpha_{\text{ПР}} \cdot (F_p \cdot E \cdot \psi \cdot C_K + F_{\text{ТР}}) / F_3, \text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (7.38)$$

$\psi$  - коефіцієнт, що враховує нерівномірність тепловіддачі по висоті ребра;

$$\psi = 1 - 0,058 \cdot mh' = 1 - 0,058 \cdot 0,61 = 0,97 \quad (7.39)$$

$C_K$  - коефіцієнт враховує контактний термічний опір між трубою і ребром. Для біметалічної литої поверхні він рівний  $C_K = 1$ .

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{ПР.3}} &= 32 \cdot (8,03 \cdot 10^{-3} \cdot 0,88 \cdot 0,97 \cdot 1 + 9,5 \cdot 10^{-4}) / 8,98 \cdot 10^{-3} = \\ &= 27,8, \text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}) \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі при кипінні фреону в трубах апарату

$$\alpha_o = (103,2 + 0,19 \cdot t_o) \cdot q_B^{0,25}, \text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (7.40)$$

$q_B$  - щільність теплового потоку, віднесеного до внутрішньої поверхні труби

$$\begin{aligned} q_B &= \alpha_K \cdot \xi \cdot (t_{\text{СЕР.В}} - t_{\text{П}}) \cdot \beta^1 = 51 \cdot 1,2 \cdot (-19 - (-22,4)) \cdot 14,7 = \\ &= 3060, \text{Вт} / \text{м}^2; \end{aligned} \quad (7.41)$$

$$\alpha_o = (103,2 + 0,19 \cdot (-40)) \cdot 3060^{0,25} = 711, \text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні інею, рівний:

$$K_3^I = \left( \frac{1}{\alpha_{\text{пр.3}}} + \frac{\varphi \cdot \delta_T}{\lambda_T} + \frac{\beta_I}{\alpha_O} \right)^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \quad (7.42)$$

$$K_3^I = \left( \frac{1}{27,8} + \frac{8,5 \cdot 0,0025}{45} + \frac{14,7}{711} \right)^{-1} = 17,5, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

Коефіцієнт віднесений до зовнішньої «сухої» поверхні інею, рівний:

$$K_3 = K_3^I \cdot \frac{\beta}{\beta^I}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \quad (7.43)$$

$$K_3 = 17,5 \cdot \frac{12}{14,7} = 14,28, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

Перевіряємо значення раніше прийнятої температури поверхні інею.

Розрахункова різниця температур повітря і поверхні інею рівна:

$$\Delta t_p = \frac{q_3}{\alpha_K \cdot \xi} = ^\circ \text{C} \quad (7.44)$$

$q_3$  - щільність теплового потоку, віднесеного до зовнішньої поверхні інею, рівна:

$$q_3 = K_3^I \cdot (t_{\text{сеп.в}} - t_0), \text{ Вт}/\text{м}^2; \quad (7.45)$$

$$q_3 = 17,5 \cdot (-19 - (-40)) = 367,5, \text{ Вт}/\text{м}^2;$$

$$\Delta t_p = \frac{367,5}{51 \cdot 1,2} = 6^\circ \text{C}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

Відносна погрішність прийнятої і розрахункової різниці температур рівна:

$$\delta = \left| \frac{\Delta t_p - \Delta t}{\Delta t_p} \right| \cdot 100\% \quad (7.46)$$

$\Delta t$  - прийнята різниця температур повітря і поверхні інею.

$$\delta = \left| \frac{6 - 1,6}{6} \right| \cdot 100\% = 7\%$$

$$\Delta t = t_{\text{СЕР.В}} - t_{\text{II}} \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.47)$$

$$\Delta t = -19 - (-20,6) = 1,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Знаходимо площу зовнішньої поверхні повітроохолоджувача

$$F = \frac{Q_0}{K} \cdot (t_k - t_0) \quad (7.48)$$

де  $Q_0$  - теплоприплив в камеру №1  $Q_0^{\text{КАМ.№1}} = 43.87, \text{кВт}$ ,

$$F_{\text{кл}} = \frac{43.87 \cdot 10}{14,28 \cdot (-18 + 40)} = 140, \text{м}^2;$$

Обираємо 4 повітроохолоджувача для камери №1 Alfa Laval Alfa Laval 352В, характеристики занесено до таблиці

Таблиця 7.2 Характеристики повітроохолоджувача

Площа поверхні, м <sup>2</sup>	37.7
Крок ребер, мм	7
Вентилятори :	
-кількість	3
-діаметр, мм	400
-частота обертання, об/с	23.3
-потужність, кВт	6.3
-витрата повітря, м <sup>3</sup> /с	2.03
Потужність електронагрівачів, кВт	3.2

## 7.2 Розрахунок повітроохолоджувача для камер з $t_{\text{КАМ}} = -30^{\circ}\text{C}$

При проведенні розрахунку приймаю наступні параметри:

Теплове навантаження для камер заморозки охолодженого м'яса

$$Q_0^{\text{КАМ.№2}} = 24,17, \text{кВт};$$

температура повітря в приміщенні -  $t_k = -30^{\circ}\text{C}$ ;

відносна вологість повітря в камері -  $\varphi = 90\%$ ;

робоче тіло - R290.

Геометричні розміри ребристої труби повітроохолоджувача, виготовленого методом литва під тиском:

труба:

зовнішній діаметр  $d_{\text{ТР}} = 0,025, \text{м};$

внутрішній діаметр  $d_{\text{ВН}} = 0,02, \text{м};$

товщина стінки  $\delta_{\text{Т}} = 0,0025, \text{м};$

матеріал (сталь)  $\lambda_{\text{Т}} = 45, \text{Вт} / (\text{м} \cdot \text{К});$

ребро:

висота  $h = 0,024, \text{м};$

товщина у вершини  $\delta_{\text{ВР}} = 0,0008, \text{м};$

товщина в підстави  $\delta_{\text{ОР}} = 0,0012, \text{м};$

крок  $и = 0,012, \text{м};$

матеріал (алюміній)  $\lambda_{\text{Р}} = 180, \text{Вт} / (\text{м} \cdot \text{К});$

компоновка пучка труб шаховий пучок.

Товщина алюмінієвого чохла на зовнішній поверхні сталевій труби рівна  $\delta = 1,5 \text{мм}$ ; тоді зовнішній діаметр з врахуванням алюмінієвого чохла буде рівний:

$$d_{\text{Н}} = d_{\text{ТР}} + 2 \cdot \delta, \text{м}; \quad (7.1)$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

$$d_H = 0,025 + 2 \cdot 0,0015 = 0,028, \text{ м};$$

Приймаємо діаметр ребра:

$$D = d_H + 2 \cdot h \quad (7.2)$$

$$D = 0,028 + 2 \cdot 0,024 = 0,076, \text{ м};$$

Крок труб в пучку:

Поперечний (впоперек потоку повітря):

$$S_1 = (D + 2 \cdot \delta_1) + 0,003, \text{ м}; \quad (7.3)$$

$$S_1 = (0,076 + 2 \cdot 0,003) + 0,003 = 0,085, \text{ м};$$

Подовжній (уздовж потоку повітря):

$$S_2 = S_1 = (D + 2 \cdot \delta_1) + 0,002 \text{ м}; \quad (7.4)$$

$$S_2 = S_1 = (0,076 + 2 \cdot 0,003) + 0,003 = 0,085, \text{ м}$$

Діагональний:

$$S'_2 = \left[ S_2^2 + \left( \frac{S_1}{2} \right)^2 \right]^{0,5}, \text{ м}; \quad (7.5)$$

$$S'_2 = \left[ (0,085)^2 + \left( \frac{0,085}{2} \right)^2 \right]^{0,5} = 0,095, \text{ м};$$

Тепловий розрахунок

Кінцевою метою теплового розрахунку є визначення площі поверхні повітроохолоджувача, яка повинна відводити задане теплове навантаження і підтримувати необхідну температуру повітря в камері.

Задаємося величиною підохолодження повітря в повітроохолоджувачі

$$\Delta t_{\text{п}} = 2^\circ \text{ C}.$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

Визначаємо температуру повітря на виході апарату:

$$t_2 = t_{\text{вих.п}} = t_k - \Delta t_{\text{п}} \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (7.6)$$

$$t_2 = -30 - 2 = -32 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Визначаємо середню температуру повітря:

$$t_{\text{сєр.п}} = 0,5 \cdot (t_2 + t_k) \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (7.7)$$

$$t_{\text{сєр.п}} = 0,5 \cdot (-32 + -30) = -31 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Приймаємо температуру кипіння робочого тіла:

$$t_0 = -40 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Визначуваний температурний натиск:

$$\theta = t_{\text{сєр.п}} - t_0 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (7.8)$$

$$\theta = -31 + 40 = 9 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Вибираю теплофізичні властивості вологого повітря при визначальній температурі  $t_{\text{сєр.п}} = -31 \text{ } ^\circ\text{C}$ :

$\nu_{\text{п}} = 11,22 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2 / \text{ с}$  - коефіцієнт кінематичної в'язкості;

$\lambda_{\text{п}} = 2,206 \cdot 10^{-2}, \text{ Вт} / (\text{ м} \cdot \text{ К})$  - коефіцієнт теплопровідності;

$\text{Pr}_{\text{п}} = 0,74$  - число Прандтля;

$\rho_{\text{п}} = 1,395, \text{ кг} / \text{ м}^3$  - щільність;

$C_{\text{п}} = 1,009, \text{ кДж} / (\text{ кг} \cdot \text{ К})$  - питома теплоємність сухого повітря.

.

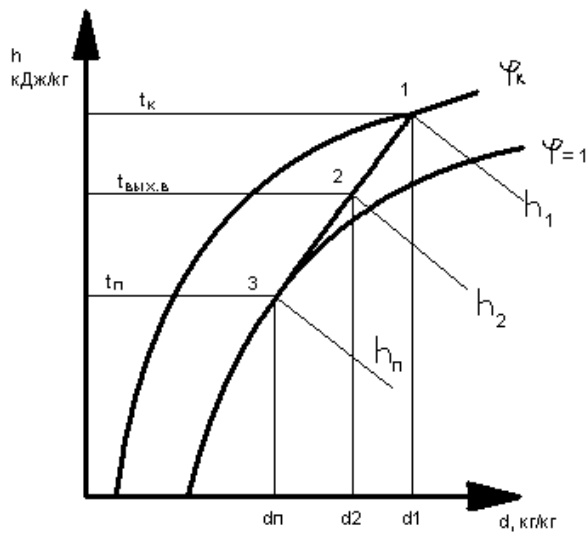


Рисунок 8.2 - Процес зміни стану повітря в повітроохолоджувачі в наступній послідовності: 1 → П → 2(см.рис)

Для цього задаємося середньою температурою поверхні повітроохолоджувача (інею)  $t_{\text{п}}$  з умови, що  $t_0 < t_{\text{п}} < t_{\text{к}}$ , використовуючи приблизне співвідношення:

$$t_{\text{п}} = t_{\text{к}} - (0,1 \div 0,8) \cdot \theta, ^\circ\text{C}. \quad (7.9)$$

$$t_{\text{п}} = -30 - 0,4 \cdot 9 = -33,6^\circ\text{C}$$

По діаграмі  $h - d$ , з допомогою розрахункових залежностей, приведених нижче, визначаємо параметри повітря ( $h, d, t$ ).

Таблиця 7.3 - Параметри повітря

№ точки	$t, ^\circ\text{C}$	$d \cdot 10^{-3}, \text{кг} / \text{кг}$	$h, \text{кДж} / \text{кг}$	$\varphi, \%$
1	-30	0,21	-29,65	90
2	-32	0,12	-31,92	95
3(п)	-34,4	0,1	-34,4	100

Грунтуючись на принципі подібності трикутників (см. мал), можна записати:

$$\frac{d_1 - d''_{\Pi}}{t_1 - t_{\Pi}} = \frac{d_1 - d_2}{t_1 - t_2} \quad (7.10)$$

Звідси невідоме значення вологовмісту повітря на виході з апарату буде рівне:

$$d_2 = d_1 - \left( \frac{(t_1 - t_2) \cdot (d_1 - d''_{\Pi})}{t_1 - t_{\Pi}} \right), \text{кг/кг}; \quad (7.11)$$

$$d_2 = 0,21^{-3} - \left( \frac{(-30 + 32) \cdot (0,21 \cdot 10^{-3} - 0,1 \cdot 10^{-3})}{-30 + 33,6} \right) = 0,094 \cdot 10^{-3}, \text{кг/кг};$$

Відносна вологість повітря, на виході з апарату буде рівна:

$$\varphi_2 = \frac{d_2}{d_2''} \quad (7.12)$$

де  $d''_{\Pi}$  и  $d_2''$  - відповідно, вологовміст насиченого повітря при  $t_{\Pi}$  и  $t_2$ .

$$\varphi_2 = \frac{0,094}{0,1} = 0,94$$

Ентальпію повітря в точках 1,2 і 3 при негативних значеннях температури поверхні апарату (інею) знаходимо за залежностями

$$h_1 = 1,0078 \cdot t_1 + (2835 + 2,09 \cdot t_1) \cdot d_1 \quad (7.13)$$

$$h_1 = 1,0078 \cdot (-30) + (2835 + 2,09 \cdot -18) \cdot 0,8 \cdot 10^{-3} = -29,65, \text{кДж / кг};$$

$$h_2 = 1,0078 \cdot (-32) + (2835 + 2,09 \cdot (-32)) \cdot 0,12 \cdot 10^{-3} = -31,92, \text{кДж / кг};$$

$$h_3 = 1,0078 \cdot (-34,4) + (2835 + 2,09 \cdot (-34,4)) \cdot 0,1 \cdot 10^{-3} = -34,4, \text{кДж / кг};$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

Переходимо до розрахунку геометричних характеристик тепло-передаючого елемента.

Геометричні характеристики поверхні ребристого елемента вільного від інею:

Площа зовнішньої поверхні ребра:

$$F_p = 0,5 \cdot \pi \cdot (D^2 - d_3^2) + \pi \cdot D \cdot \delta_{BP}, \text{ м}^2; \quad (7.14)$$

$$F_p = 0,5 \cdot 3,14 \cdot ((0,076)^2 - (0,028)^2) + 3,14 \cdot 0,076 \cdot 0,0008 = 8,03 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2;$$

Площа зовнішньої поверхні труби між двома суміжними ребрами:

$$F_T = \pi \cdot d_3 \cdot (u - \delta_{OP}), \text{ м}^2. \quad (7.15)$$

$$F_T = 3,14 \cdot 0,028 \cdot (0,012 - 0,0012) = 9,5 \cdot 10^{-4}, \text{ м}^2$$

Площа внутрішньої поверхні труби ребристого елемента:

$$F_B = \pi \cdot d_B \cdot u, \text{ м}^2 \quad (7.16)$$

$$F_B = 3,14 \cdot 0,02 \cdot 0,012 = 7,5 \cdot 10^{-4}, \text{ м}^2$$

Площа зовнішньої поверхні труби ребристого елемента:

$$F_3 = F_p + F_T, \text{ м}^2 \quad (7.17)$$

$$F_3 = 8,03 \cdot 10^{-3} + 9,5 \cdot 10^{-4} = 8,98 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2$$

Коефіцієнт  $\beta$  і міра обребрення теплообмінної поверхні  $\varphi$ :

$$\beta = \frac{F_H}{F_B} \quad (7.18)$$

$$\beta = \frac{F_H}{F_B} = \frac{8,98 \cdot 10^{-3}}{7,5 \cdot 10^{-4}} = 12$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\varphi = \frac{F_H}{\pi \cdot d_3 \cdot u} \quad (7.19)$$

$$\varphi = \frac{8,98 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,028 \cdot 0,012} = 8,5$$

Геометричні характеристики поверхні інею, що осів на ребристому елементі при товщині шаруючи  $\delta_{IH} = 0,002, \text{м};$ .

Площа зовнішньої поверхні інею на ребрі рівна:

$$F_{PI} = 0,5 \cdot \pi \cdot ((D + 2 \cdot \delta_{IH})^2 - (d_3 + 2 \cdot \delta_{IH})^2) + \pi \cdot (D + 2 \cdot \delta_{IH}) \cdot (\delta_p + 2 \cdot \delta_{IH}), \text{м}^2. \quad (7.20)$$

$$F_{PI} = 0,5 \cdot 3,14 \cdot ((0,076 + 2 \cdot 0,003)^2 - (0,028 + 2 \cdot 0,003)^2) + 3,14 \cdot (0,076 + 2 \cdot 0,003) \cdot (0,0008 + 2 \cdot 0,003) = 1,05 \cdot 10^{-2}, \text{м}^2.$$

Зовнішня поверхня інею на трубі між двома суміжними ребрами має площу:

$$F_{TI} = \pi \cdot (d_3 + 2 \cdot \delta_{IH}) \cdot (u - (\delta_{OP} + 2 \cdot \delta_{IH})), \text{м}^2. \quad (7.21)$$

$$F_{TI} = 3,14 \cdot (0,028 + 2 \cdot 0,002) \cdot (0,012 - (0,0012 + 2 \cdot 0,002)) = 5,1 \cdot 10^{-4}, \text{м}^2.$$

Повна площа зовнішньої поверхні інею на ребристому елементі рівна:

$$F_{3I} = F_{PI} + F_{TI}, \text{м}^2; \quad (7.22)$$

$$F_{3I} = 0,0105 + 0,00051 = 1,1 \cdot 10^{-2}, \text{м}^2;$$

Коефіцієнт оребрення поверхні  $\beta^I$ , покритої інеєм, рівний:

$$\beta^I = F_{3I} / F_B; \quad (7.23)$$

$$\beta^I = 1,1 \cdot 10^{-2} / 7,5 \cdot 10^{-4} = 14,7$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

Мінімальний живий перетин одного ребристого елемента, покритого шаром інею прийнятої величини, рівний:

$$f_{\text{ж}} = \pi \cdot (S_1 - d_3 - 2 \cdot \delta_1) - 2 \cdot h \cdot (\delta_{\text{СЕР.Р}} + 2 \cdot \delta_1), \text{м}^2. \quad (7.24)$$

$$f_{\text{ж}} = 0,012 \cdot (0,082 - 0,028 - 2 \cdot 0,003) - 2 \cdot 0,024 \cdot (0,001 + 2 \cdot 0,003) = \\ = 2,9 \cdot 10^{-4}, \text{м}^2.$$

Задаємося швидкістю повітря в живому перетині повітроохолоджувача

$$\omega_{\text{п}} = 4, \text{м} / \text{с}.$$

Визначуваний режим руху повітря - число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{\omega_{\text{п}} \cdot d_3}{\nu_{\text{п}}} \quad (7.25)$$

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot 0,028}{11,22 \cdot 10^{-6}} = 9983$$

Число Нуссельта для труб, виготовлених методом литва під тиском :

$$\text{Nu} = (1 - n) \cdot C_z \cdot C_s \cdot \varphi^{-0,5} \cdot \text{Re}^n \quad (7.26)$$

$$\text{Nu} = (1 - 0,7) \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot (8,5)^{-0,5} \cdot 9983^{0,7} = 61,6$$

де  $C_s$  - коефіцієнт форми пучка;

$$C_s = \frac{S_1 - d_3}{S_2 - d_3} \quad (7.27)$$

$$C_s = \frac{0,082 - 0,028}{0,082 - 0,028} = 1$$

$C_z = 0,95$ - коефіцієнт, що враховує кількість рядів в пучку уздовж потоку повітря;

$$n = 0,61 \cdot \varphi^{0,08} \quad (7.28)$$

$$n = 0,61 \cdot (8,5)^{0,08} = 0,7$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$m = S_2 + \varphi^{-0.48} \quad (7.29)$$

$$m = 0,085 + (8,5)^{-0.48} = 0,03$$

Конвективний коефіцієнт тепловіддачі на стороні повітря рівний:

$$\alpha_K = \frac{Nu \cdot \lambda_{\Pi}}{d_3}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \quad (7.30)$$

де  $d_3$  - визначальний розмір, м.

$$\alpha_K = \frac{61,6 \cdot 2,208 \cdot 10^{-2}}{0,028} = 51, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

Коефіцієнт вологовиділення за цих умов рівний:

$$\xi = 1 + \frac{(d_K'' \cdot \varphi_K - d_{\Pi}'') \cdot (r - h_{\Pi})}{C_B' \cdot (t_K - t_{\Pi})} \quad (7.31)$$

де  $r = 2835$ , кДж/кг - питома теплота фазового переходу при  $t_{\Pi} < 0^{\circ}\text{C}$ ;

$d_{\Pi}''$  - вологовміст вологого повітря в пограничному шарі в поверхні інею при  $t_{\Pi} = -34,4^{\circ}\text{C}$  і відносною вологістю  $\varphi = 1$ ;

$$d_{\Pi}'' = 0,1 \cdot 10^{-3}, \text{кг} / \text{кг}$$

$h_{\Pi}$  - ентальпія інею;

$$h_{\Pi} = 2,09 \cdot t_{\Pi} = 2,09 \cdot (-33,6) = -70,2 \quad (7.32)$$

$C_B'$  - питома теплоємність вологого повітря;

$$C_B' = 1,009 + 1,87 \cdot d_m \quad (7.33)$$

$$C_B' = 1,009 + 1,87 \cdot (-17) \cdot 10^{-3} = 0,98, \text{кДж}/(\text{кгК})$$

$d_m$  - вологовміст повітря при визначальній температурі.

$$d_m = 0,5 \cdot (d_K + d_2), \text{кг} / \text{кг} \quad (7.34)$$

$$d_m = 0,5 \cdot (-16 - 18) \cdot 10^{-3} = -17 \cdot 10^{-3}, \text{кг} / \text{кг}$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\xi = 1 + \frac{(1 \cdot 10^{-3} \cdot 0,9 - 0,6 \cdot 10^{-3}) \cdot (2835 + 46,8)}{0,98 \cdot (-18 - (-22,4))} = 1,2$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні теплопередачого елементу з урахуванням термічного опору шару інею знайдемо як:

$$\alpha_{\text{IP}} = \left( \frac{1}{\alpha_{\text{K}} \cdot \xi} + \frac{\delta_{\text{IH}}}{\lambda_{\text{IH}}} \right)^{-1}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (7.35)$$

де ,  $\lambda_{\text{IH}} = 0,2, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  - коефіцієнт теплопровідності інею.

$$\alpha_{\text{IP}} = \left( \frac{1}{51 \cdot 1,2} + \frac{0,003}{0,2} \right)^{-1} = 30,1, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коефіцієнт ефективності ребра знайдемо як:

$$E = \frac{\text{th}(mh)}{mh} \quad (7.36)$$

$$\text{де } mh' = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{\text{IP}}}{\delta_{\text{СЕР.Р}} \cdot \lambda_{\text{Р}}}} \cdot h' \quad (7.37)$$

$$mh' = \sqrt{\frac{2 \cdot 30,1}{0,001 \cdot 180}} \cdot 0,032 = 0,59$$

$$E = \frac{\text{th}(0,61)}{0,61} = 0,88$$

$\lambda_{\text{Р}} = 180, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$  - коефіцієнт теплопровідності матеріалу ребра

$h'$  – умовна висота ребра.

$$h' = h \cdot \left( 1 + 0,805 \cdot \log \left( \frac{D}{d_{\text{H}}} \right) \right) \quad (7.38)$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

$$h' = 0,026 \cdot \left( 1 + 0,805 \cdot \log \left( \frac{0,076}{0,028} \right) \right) = 0,032, \text{ м}$$

$$E = \frac{\text{th}(0,61)}{0,61} = 0,88 \quad (7.39)$$

Умовний коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до зовнішньої поверхні ребристого елемента

$$\alpha_{\text{ПР.3}} = \alpha_{\text{ПР}} \cdot (F_{\text{П}} \cdot E \cdot \psi \cdot C_{\text{К}} + F_{\text{ТР}}) / F_{\text{З}}, \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (7.40)$$

де  $\psi$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність тепловіддачі по висоті ребра;

$$\psi = 1 - 0,058 \cdot mh'$$

$$\psi = 1 - 0,058 \cdot 0,61 = 0,97 \quad (7.41)$$

$C_{\text{К}}$  – коефіцієнт враховує контактний термічний опір між трубою і ребром. Для біметалічної литої поверхні він рівний  $C_{\text{К}} = 1$ .

$$\alpha_{\text{ПР.3}} = 30,1 \cdot (8,03 \cdot 10^{-3} \cdot 0,88 \cdot 0,97 \cdot 1 + 9,5 \cdot 10^{-4}) / 8,98 \cdot 10^{-3} = 26,2, \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коефіцієнт тепловіддачі при кипінні фреону в трубах апарату

$$\alpha_{\text{О}} = (103,2 + 0,19 \cdot t_{\text{О}}) \cdot q_{\text{В}}^{0,25}, \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (7.42)$$

де  $q_{\text{В}}$  – щільність теплового потоку, віднесеного до внутрішньої поверхні труби

$$q_{\text{В}} = \alpha_{\text{К}} \cdot \xi \cdot (t_{\text{СЕР.В}} - t_{\text{П}}) \cdot \beta^1, \text{ Вт} / \text{м}^2 \quad (7.43)$$

$$q_{\text{В}} = 51 \cdot 1,2 \cdot (-19 - (-33,6)) \cdot 14,7 = 11744, \text{ Вт} / \text{м}^2$$

$$\alpha_{\text{О}} = (103,2 + 0,19 \cdot (-40)) \cdot 2735^{0,25} = 995,2, \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні інею, рівний:

$$K_3^I = \left( \frac{1}{\alpha_{\text{пр.3}}} + \frac{\varphi \cdot \delta_T}{\lambda_T} + \frac{\beta_I}{\alpha_O} \right)^{-1}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (7.44)$$

$$K_3^I = \left( \frac{1}{26,2} + \frac{8,5 \cdot 0,0025}{45} + \frac{14,7}{995,2} \right)^{-1} = 18,6, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коефіцієнт віднесений до зовнішньої «сухої» поверхні інею, рівний:

$$K_3 = K_3^I \cdot \frac{\beta}{\beta_I}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (7.45)$$

$$K_3 = 18,6 \cdot \frac{12}{14,7} = 15,18, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Перевіряємо значення раніше прийнятої температури поверхні інею.

Розрахункова різниця температур повітря і поверхні інею рівна:

$$\Delta t_p = \frac{q_3}{\alpha_K \cdot \xi} \quad (7.46)$$

де  $q_3$  - щільність теплового потоку, віднесеного до зовнішньої поверхні інею, рівна:

$$q_3 = K_3^I \cdot (t_{\text{сеп.п}} - t_O), \text{Вт}/\text{м}^2; \quad (7.47)$$

$$q_3 = 18,6 \cdot (-31 - (-40)) = 167,4, \text{Вт}/\text{м}^2$$

$$\Delta t_p = \frac{167,4}{51 \cdot 1,2} = 2,75^\circ \text{C}$$

Відносна погрішність прийнятої і розрахункової різниці температур рівна:

$$\delta = \left| \frac{\Delta t_p - \Delta t}{\Delta t_p} \right| \cdot 100\%$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

де  $\Delta t$  – прийнята різниця температур повітря і поверхні інею.

$$\Delta t = t_{\text{СЕР.П}} - t_{\text{П}}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = -31 - (-33,6) = 2,6^\circ\text{C}$$

$$\delta = \left| \frac{2,75 - 2,6}{2,75} \right| \cdot 100\% = 5,4\% < 7\%,$$

Знаходимо площу зовнішньої поверхні повітроохолоджувача

$$F = \frac{Q_0}{K} \cdot (t_k - t_0) \quad (7.48)$$

де  $Q_0$  – теплоприплив в камеру шокової заморозки №2

$$Q_0^{\text{КАМ.№2}} = 24,17 \text{ кВт}$$

$$F_{\text{к2}} = \frac{24170}{15.18} \cdot (-30 + 40) = 159,22 \text{ ,м}^2.$$

Обираємо 3 повітроохолоджувача для камери №2 Alfa Laval 403В, характеристики занесено до таблиці.

Таблиця 8.4 Характеристики повітроохолоджувача

Площа поверхні, м <sup>2</sup>	54
Тепловий потік при $\Delta t = 10^\circ\text{C}$ , Вт	8.2
Крок ребер, мм	7
Вентилятори :	
-кількість	2
-діаметр, мм	400
-частота обертання, об/с	23.8
-потужність, кВт	7.3
-витрата повітря, м <sup>3</sup> /с	1.84
Потужність електронагрівачів, кВт	9.4

## 8. РОЗРАХУНОК МАГІСТРАЛЬНИХ ТРУБОПРОВОДІВ

Об'ємна витрата агента:

$$V_a = \frac{M_a}{\rho}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (8.1)$$

де  $\rho$  – щільність агента за відповідних умов,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Діаметр трубопроводу, що розраховується:

$$d = 1.13 \cdot (V_a / w)^{0.5}, \text{ м}, \quad (8.2)$$

де  $w$  – орієнтовна швидкість агента, що приймається виходячи з умов роботи трубопроводу  $\text{м}/\text{с}$ .

8.1 Розрахунок трубопроводів для компресорів камери зберігання яловичини

Нагнітальний трубопровід для одного компресора:

При  $t_2 = 50^\circ\text{C}$  и  $P_k = 12$  бар – щільність агента  $\rho_2 = 1.7 \text{ кг}/\text{м}^3$ .

$$V_a = \frac{0.18}{1.7} = 0.1 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$d_H = 1.13 \cdot (0.1/14)^{0.5} = 0.09 \text{ м}.$$

Приймаємо на нагнітанні мідну трубу  $92 \times 1.5$ .

Всмоктуючий трубопровід для одного компресора:

При  $t_1 = -40^\circ\text{C}$  и  $P_0 = 1$  бар визначаємо щільність агента  $\rho_1 = 2,13 \text{ кг}/\text{м}^3$ .

$$V_a = 0.18 / 2,13 = 0.08 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$d_H = 1.13 \cdot (0.08/12)^{0.5} = 0.092 \text{ м}.$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

Приймаємо на всмоктуванні мідну трубу 92×2.

Трубопровід на сливі від конденсаторів до ресивера:

При  $t_3=50$  °С и  $P_k=12$  бар визначаємо щільність агента  $\rho_3=476,9$  кг/м<sup>3</sup>.

$$V_a=0,18 \cdot 3/476,9=0.0015 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$d_H=1.13 \cdot (0.0015/1)^{0.5}=0.044 \text{ м.}$$

Приймаємо на рідинному зливі мідну трубу 45×2.5.

## 8.2 Розрахунок трубопроводів для компресорів камери заморозки

Нагнітальний трубопровід для одного компресора:

При  $t_2=50$  °С и  $P_k=12$  бар – щільність агента  $\rho_2=1.7$  кг/м<sup>3</sup>.

$$V_a = \frac{0.18}{1.7} = 0.07 \text{ м}^3/\text{с.}$$

$$d_H=1.13 \cdot (0.1/14)^{0.5}=0.07 \text{ м.}$$

Приймаємо на нагнітанні мідну трубу 70×1.5.

Всмоктуючий трубопровід для одного компресора:

При  $t_1=-40$ °С и  $P_0=1$  бар визначаємо щільність агента  $\rho_1=2,13$  кг/м<sup>3</sup>.

$$V_a=0.18/2,13=0.05 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$d_H=1.13 \cdot (0.05/12)^{0.5}=0.072 \text{ м.}$$

Приймаємо на всмоктуванні мідну трубу 76×2.

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		77

Трубопровід на сливі від конденсаторів до ресивера:

При  $t_3=50$  °С и  $P_k=12$  бар визначаємо щільність агента  $\rho_3=476,9$  кг/м<sup>3</sup>.

$$V_a=0,18 \cdot 3 / 476,9 = 0.0015 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$d_H = 1.13 \cdot (0.0015 / 1)^{0.5} = 0.044 \text{ м.}$$

Приймаємо на рідинному зливі мідну трубу 45×2.5.

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

## 9. ПІДБІР КОМПРЕСОРІВ ТА ДОПОМІЖНОГО УСТАТКУВАННЯ

### 9.1 Підбір компресорів, конденсаторів та повітроохолоджувачів

Підбір компресорів здійсимо по потрібній холодовидатності для камери зберігання яловичини  $Q_0=43.87$  кВт з параметрами роботи, представленими в розрахунку. Обираємо три поршневі компресори Bitzer 6GER-50P з холодопродуктивністю за даних умов  $Q_0 = 21.3$  кВт і споживаною електричною потужністю  $N_e = 36$  кВт. Для камери шоківі заморозки обираємо два поршневі компресори Bitzer 6GER-40P з холодопродуктивністю за даних умов  $Q_0 = 17.74$  кВт і споживаною електричною потужністю  $N_e = 25$  кВт.

Для відведення теплоти конденсації в даній холодильній системі використовуємо повітряний конденсатор. Розрахункове теплове навантаження було визначено з теплового розрахунку:

$$Q_k = 258 \text{ кВт}$$

Обираємо повітряний конденсатор фірми Alfa-Laval марки Solar MAX SX 914 Потужністю 272 кВт, при розрахунковій температурі конденсації 45 °С.

В камері зберігання вантажу для забезпечення температурного режиму і рівномірного температурного поля буде встановлено 4 підвісних стельових повітроохолоджувача з розрахунковою холодопродуктивністю  $Q_0^{\text{КАМ.№1}} = 43.87$ , кВт. Приймаємо повітроохолоджувачі марки Alfa Laval Alfa Laval 352В холодопродуктивністю  $Q_0 = 11.5$ , кВт.

В камері шоківі заморозкт буде встановлено 3 підвісних стельових повітроохолоджувача з розрахунковою холодопродуктивністю  $Q_0^{\text{КАМ.№2}} = 24,17$  кВт. Приймаємо повітроохолоджувачі марки Alfa Laval Alfa Laval 403В холодопродуктивністю  $Q_0 = 13.1$ , кВт.

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		79

## 9.2 Підбір допоміжного устаткування

Лінійний ресівер призначений для рівномірної подачі рідкого агента на пристрої, що дроселюють, і його збереження у той час, коли система не працює.

Лінійний ресівер для даної холодильної системи підбирається з розрахунку, що його об'єм складає не менше 60% об'єму повітроохолоджувачів. При цьому робоче заповнення ресивера складає 50%. Загальний внутрішній об'єм повітроохолоджувачів можна визначувати виходячи з їх конструктивних характеристик і числа повітроохолоджувачів:

$$V_{\text{вип}} = 24 \cdot 0,25 \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot L \quad (9.1)$$

$$V_{\text{вип}} = 24 \cdot 0,25 \cdot 3,14 \cdot 0,02^2 \cdot 97,2 = 0,74$$

Відповідно до правил техніки безпеки розрахунковий об'єм також збільшують на 20%, оскільки його заповнення не повинне перевищувати 80%.

Місткість лінійного ресивера можна визначити як:

$$V_{\text{л}} = (0,6 \cdot V_{\text{исп}} / 0,5) \cdot 1,2 = (0,6 \cdot 0,74 / 0,5) \cdot 1,2 = 1,06 \text{ м}^3 \quad (9.2)$$

Як лінійні ресівери використовують горизонтальні або вертикальні циліндрові судини. По місткості підбираємо ресівер 1.5PB, який може використовуватися при робочому тиску до 1.8 мПа та в діапазоні температур від -15 до +47°C.

Віддільники рідини включають в систему для захисту компресора від попадання в нього рідкого хладагенту. Віддільник повинен бути забезпеченим автоматичними приладами, що вимикають компресор при небезпечній зміні рівня в судині. В системах безпосереднього кипіння при регулюванні заповнення приладів охолодження по перегріву пари при нормальній експлуатації, в судині не повинно бути рідини.

Рідина відділяється від пари внаслідок різкої зміни швидкості і напряму руху холодильного агента. Швидкість в судині не повинна перевищувати 0,5 м/с. Підбираємо віддільник марки Alco A25-613.

Масловіддільники призначені для відділення масла, що виходить з компресорів разом з холодильним агентом. Підбір масловіддільників проводиться по діаметру нагнітального патрубку компресора. Обираємо масловіддільники циклонного типу МО.

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 10. ОХОРОНА ПРАЦІ

### Техніка безпеки при експлуатації холодильного обладнання

#### 10.1 Загальні положення щодо безпечної експлуатації холодильних установок

Холодильні установки призначені для підтримання визначеної температури у холодильних камерах. У зв'язку з наявністю у холодильних установках холодоагенту – пропану, що знаходиться під значним тиском і має небезпечні властивості, експлуатація вимагає суворого дотримання техніки безпеки і технічних умов. При розгерметизації холодильної установки в навколишнє середовище може виділитись одночасно велика маса холодоагенту і мастила, що являє собою реальну небезпеку для людей та навколишнього природного середовища. Конструкція апаратів (посудин) кожної холодильної установки, їх експлуатація і технічне опосвідчення підприємством-власником (обслуговуючою організацією) повинні відповідати вимогам Правил будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском.

Адміністрація підприємства зобов'язана забезпечити холодильні установки необхідним штатом обслуговуючого персоналу або укласти договір зі спеціальною організацією на комплексне технічне обслуговування автоматизованих холодильних установок. До обслуговування холодильних установок допускаються особи не молодші 18 років, що пройшли медичне опосвідчення і мають свідоцтво про закінчення спеціального навчального закладу або курсів: з експлуатації холодильних установок – для машиністів, з автоматизації холодильних установок – для слюсарів, з експлуатації та автоматизації холодильних установок – для електромеханіків. Машиніст і електромеханік допускаються до самостійного обслуговування холодильних установок тільки після проходження стажування протягом 1 місяця і відповідної перевірки знань. Допуск їх до стажування і самостійної роботи здійснюється розпорядженням по підприємству.

Не рідше одного разу на рік комісія підприємства перевіряє знання

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

обслуговуючим персоналом правил технічного обслуговування холодильної установки, техніки безпеки, інструкцій з експлуатації обладнання та охорони праці, а також наявність навичок надання долікарської допомоги у разі нещасних випадків. Результати такої перевірки реєструються у журналі та в посвідченнях обслуговуючого персоналу. Персонал, що працює у виробничих приміщеннях, у яких встановлено технологічне обладнання з безпосереднім кипінням пропану, повинен проходити інструктаж з охорони праці, пов'язаної із застосуванням пропанової системи безпосереднього охолодження. На кожному підприємстві або у об'єднанні підприємств, де використовуються установки, наказом призначаються з числа інженерно-технічних працівників відповідальні особи за справний стан, правильну і безпечну дію апаратів (посудин), трубопроводів і пристроїв холодильної установки і з нагляду за технічним станом і безпечною експлуатацією холодильної установки. Перевірка знань з питань охорони праці у керівників та інженерно-технічних працівників, пов'язаних з експлуатацією холодильних установок, здійснюється перед призначенням їх на посаду і періодично не рідше одного разу на три роки. На кожному підприємстві для обслуговуючого персоналу повинні бути розроблені інструкції з експлуатації обладнання, що входить до складу холодильної установки, а також інструкції з охорони праці при експлуатації цього устаткування, апаратів і пристроїв. Апарати (посудини) холодильних установок підлягають технічному опосвідченню перед пуском у роботу, періодично у процесі експлуатації і, при необхідності, достроково. Технічне опосвідчення апарата (посудини) полягає у попередньому зовнішньому і внутрішньому (у доступних місцях) огляді його, а також випробуванні тиском на міцність і щільність. Випробування апаратів (посудин) може бути гідравлічним або пневматичним. Гідравлічне випробування апаратів хладонових установок здійснюється тиском мастила. Заборонено використовувати для цієї мети воду. Пневматичне випробування апаратів пропанових холодильних установок здійснюється тиском повітря, що створюється спеціальним компресором, а апаратів хладонових холодильних

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82

установок - тиском інертного газу (азоту, діоксиду вуглецю) або повітря з точкою роси не більше - 40°C. У деяких випадках при технічному опосвідченні апарата перед пуском у роботу дозволяється не здійснювати випробування його надмірним тиском. Так, у холодильних агрегатах, що доставляються на місце монтажу повністю заповненими пропаном і маслом, апарати піддаються тільки зовнішньому огляду і перевірці на наявність у них холодоагенту. Випробовують їх на щільність разом із системою змонтованих трубопроводів. Якщо монтаж апарата здійснювався із застосуванням зварювання або паяння елементів, працюючих під тиском, то випробування його перед пуском у роботу є обов'язковим. У процесі експлуатації холодильних установок здійснюються періодичний огляд апаратів (посудин) у робочому стані згідно з інструкцією щодо експлуатації, а також їх технічне опосвідчення. При технічному опосвідченні апаратів їх піддають зовнішньому та (у доступних місцях) внутрішньому огляду не рідше одного разу на 2 роки і випробуванню надмірним тиском не рідше одного разу на 8 років. У пропанових холодильних установках апарати, не доступні для внутрішнього огляду, піддаються пневматичним випробуванням на міцність і щільність не рідше одного разу на 2 роки. Дostroкове технічне опосвідчення апаратів (посудин) холодильних установок проводиться після реконструкції та ремонту із застосуванням зварювання і паяння частин, працюючих під тиском, а також у випадках, коли вони не працювали у незаконсервованому вигляді більше одного року, або демонтажу і установки на новому місці.

Результати технічного опосвідчення апарата (посудини), дозвіл на пуск його у роботу з вказівкою строку наступного огляду і випробування записуються у книгу обліку і опосвідчення посудин, а також у паспорт апарата особою, яка проводила дане технічне опосвідчення. Трубопроводи і теплообмінна апаратура з труб піддаються випробуванням на міцність і щільність. Інженерно-технічний працівник, відповідальний за справний стан, правильну і безпечну дію апаратів (посудин), трубопроводів і пристроїв холодної установки, зобов'язаний забезпечувати справний стан апаратів

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

(посудин), підготовку їх до технічного опосвідчення, а також обслуговування навченим і атестованим персоналом.

Інженерно-технічний працівник, що здійснює нагляд за технічним станом і безпечною експлуатацією холодильної установки, зобов'язаний оглядати посудини у робочому стані і перевіряти дотримання встановлених режимів при експлуатації, а також проводити їх технічне опосвідчення. Персонал, що обслуговує холодильну установку, повинен суворо виконувати вимоги інструкцій з режиму роботи і безпечного обслуговування апаратів.

Під час роботи холодильної установки контролюють її герметичність, стан запобіжних клапанів, показання контрольно-вимірювальних приладів. При експлуатації холодильних установок необхідно оформляти такі документи: журнал машинного відділення; журнал перевірок запобіжних клапанів і контрольно-вимірювальних приладів; журнал обліку ремонту і обслуговування устаткування; журнал технічного опосвідчення апаратів, працюючих під тиском. Адміністрація підприємства зобов'язана тримати холодильні установки згідно з діючими правилами і забезпечувати безпеку їх обслуговування. Роботи з технічного обслуговування холодильних установок, регулювання та усунення несправностей повинні здійснюватись з дотриманням вимог вказаних правил, вказівок з експлуатації холодильного устаткування, розроблених заводом-виготовлювачем, а також Правил безпеки при експлуатації електроустановок споживачів. Технічне обслуговування і ремонт пропанових холодильних установок і неагрегованих хладонових установок здійснюється штатним обслуговуючим персоналом, а агрегованих холодильних установок заводських поставок, працюючих у автоматичному режимі, - обслуговуючим персоналом спеціалізованої організації.

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 10.2 Техніка безпеки при експлуатації холодильних установок

Як холодоагент у Пропанових холодильних установках використовується пропан, що має небезпечні і шкідливі властивості. Наявність пропану відчувається за запахом або за допомогою галоїдних ламп. Межа допустимої концентрації пропану в повітрі - 2,2—9,5%. У зв'язку з вибухонебезпечністю пропану холодильні установки з цим холодоагентом належать до устаткування підвищеної небезпеки. Пропан при великих концентраціях у атмосферному повітрі викликає у людей задушливість через нестачу кисню. Під дією відкритого вогню і при контакті з гарячими поверхнями може виникнути займання газу та вибух. Для запобігання аваріям у пропанових холодильних установках використовуються арматура, запобіжні клапани, контрольно-вимірювальні прилади і засоби автоматичного захисту. У холодильних установках для спостереження за робочим тиском нагнітання, всмоктування, у системі змазування та у картері використовуються манометри і мановакуумметри.

На нагнітальних магістралях встановлюють зворотні клапани для запобігання зворотньому руху холодоагенту при зупинці компресорів. Компресори холодильних установок мають пружинний запобіжний клапан, що з'єднує порожнини нагнітання і всмоктування при перевищенні допустимої різниці тисків. Посудини, апарати і технологічне устаткування з безпосереднім охолодженням, що містять рідкий холодильний агент, а також деякі компресори оснащені пружинними клапанами, які скидають його пари у атмосферу. У пропанових холодильних установках запобіжні клапани повинні бути відрегульовані на початок відкриття: 1,2 МПа - з боку всмоктування і 1,8 МПа - з боку нагнітання. Замість пружинного запобіжного клапана компресор може мати чавунну запобіжну пластинку, що розривається при різниці тисків не більше 1,6 МПа. Випуск парового пропану у атмосферу через запобіжні клапани здійснюється по трубі, що виводиться на 1 м вище гребеня даху найбільш високої будівлі у

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

радіусі 50м, але не менше 6м від рівня території та не менше 3м від майданчиків обслуговування у радіусі 15м. Діаметр відповідної труби має бути не менше діаметра запобіжного клапана. Запобіжні клапани компресорів перевіряють не рідше одного разу на рік, запобіжні клапани на апаратах (посудинах) - не рідше одного разу на шість місяців. Циліндри компресорів пропанових холодильних установок мають кришку безпеки. На нагнітальному і всмоктувальному трубопроводах кожного компресора встановлені гільзи для термометрів, захист яких від механічних пошкоджень забезпечується за допомогою спеціальних кожухів. Холодильні установки обладнані приладами автоматичного захисту, що зупиняють компресори при небезпечних режимах роботи. Захист від підвищеного тиску нагнітання при пуску компресора з закритим запірним вентилем, при недопустимо високому тиску конденсації забезпечується за допомогою реле високого тиску РВТ. Автоматичний контроль рівня холодоагенту у апаратах здійснюється за допомогою реле рівня РР.

Для захисту від припинення подачі води у охолоджуючу рубашку компресора, а в установках з кожухотрубними випарниками - припинення руху розсолу використовується реле потоку РП. Захист від підвищеної температури нагнітання досягається відключенням компресора за допомогою реле температури РТ. Для контролю тиску в системі змащування застосовують реле контролю змащування РРТ (реле різниці тисків мастила). При недопустимо низькому тиску змащування реле відключає компресор. Спрацювання приладів захисту дублюються звуковим сигналом у машинному (апаратному) відділенні. У пропанових холодильних установках перевірка справності захисних реле рівня здійснюється один раз на 10 днів, справності інших приладів захисної автоматики - один раз на місяць. При нецілодобовому обслуговуванні автоматизованих пропанових холодильних установок у приміщеннях машинних (апаратних) і конденсаторних відділень обов'язкова установка індикаторів витоку пропану і сигналізаторів аварійної

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		86

концентрації його у повітрі. Індикатори дають запобіжний сигнал у приміщення, у якому постійно чергує персонал, і вмикають вентиляцію при концентрації пропану у повітрі більше 500мг/м<sup>3</sup> (0,07%). Якщо вміст пропану у повітрі досягає 2%, сигналізатори аварійної концентрації вмикають електроживлення холодильної установки і одночасно вмикають витяжну і аварійну вентиляцію, світлозвукову сигналізацію і сирену, а також табло над входом у машинне (апаратне) відділення, попереджуючи про загазованість приміщення. При цілодобовому обслуговуванні холодильної установки індикатори витоку і сигналізатори аварійної концентрації пари пропану можна не встановлювати у приміщеннях. Протигази марки КД і апарати типу АСВ зберігають у шафах ззовні машинного (апаратного) відділення, поруч з вхідними дверима, протигази КД - у машинному (апаратному) відділенні, біля входу, а також у коридорі (вестибюлі), прилеглому до холодильних камер з безпосереднім охолодженням, і у виробничих цехах, де встановлено технологічне устаткування з безпосереднім охолодженням. У приміщенні, де знаходиться хладонова холодильна установка, необхідно мати фільтруючі протигази, не менше двох пар гумових рукавиць, захисні окуляри і рукавиці, а також аптечку. На випадок аварійного витоку пропану із системи у машинне відділення, зберігають у шафі не менше двох ізолюючих дихальних апаратів типу АСВ або ізолюючих протигазів типу ІІІ.

10.3 Розміщення холодильних установок і вимоги до приміщень для них

Машинні (апаратні) і конденсаторні відділення пропанових холодильних установок є вибухонебезпечними зонами класу А. Це зумовлює особливі вимоги до устаткування приміщень, вибору і розміщенню в них електроустановок. Над машинними, апаратними і конденсаторними відділеннями та холодильними камерами пропанових установок, обладнаними приладами безпосереднього охолодження, а також у прямому сусідстві з ними можна розташовувати тільки приміщення, основним

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		87

технологічним процесом у яких є обробка продуктів і сировини штучним холодом, де весь персонал проінструктований з техніки безпеки на холодильних установках. Над машинним і апаратним відділенням не дозволяється розташовувати приміщення з постійними робочими місцями, а також побутові і адміністративні приміщення. Не допускається влаштовувати під ними підвальні приміщення. Огорожуючі конструкції машинного (апаратного) і конденсаторного відділень мають легкоскидні елементи (вікна, двері та ін.) загальною площею не менше 0,05м<sup>2</sup> на 1м<sup>3</sup> об'єму будівлі. При цьому віконні переплетення мають бути засклені звичайним склом. Машинне відділення влаштовують з двома виходами, один з яких - безпосередньо назовні. При цьому загальна довжина шляху до виходу не повинна перевищувати 30м. У машинному відділенні площею 40м<sup>2</sup> допускається улаштування одного виходу за умови розміщення холодильної установки біля стіни, протилежної виходу. Апаратне відділення при наявності виходу у машинне відділення повинно мати запасний вихід назовні. Улаштування виходів безпосередньо у виробничі приміщення або у прилеглі до них коридори і сходові клітки забороняється. Двері машинного і апаратних відділень повинні відкриватись назовні.

Висота машинних відділень пропанових холодильних установок для холодильників, що будуються, повинна бути не менше 4,8м (для тих, що реконструюються, - 3,6м), висота апаратних - не менше 3,6м (для тих, що реконструюються, - не менше 3,0м) від підлоги до низу несучих конструкцій покриття. Висота підвіконня від підлоги приймається не більше 1,2м. У машинних і апаратних відділеннях ширина проходів при висоті їх не менше 1,9м приймається: основного - не менше 1,5м, між виступаючими частинами компресорів - не менше 1,0м, між гладкою стіною і компресором (або апаратом) - не менше 0,8м. У холодильних установках типу "контейнер" висота машинного, апаратного відділення від підлоги до перекриття (покриття) повинна бути не менше 3,2м, а від підлоги до низу виступаючих частин комунікацій і устаткування у місцях регулярного проходу і на шляхах

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88

евакуації людей не менше 2м. У цьому випадку ширина основного проходу між виступаючими частинами устаткування приймається не менше 0,8м, а проходу між гладкою стіною і компресором (або апаратом) - не менше 0,6м. Довжина шляху до виходу повинна бути не більше 5м. Для виключення небезпеки спалаху або вибуху пропаноповітряного середовища встановлюють у машинному, апаратному і конденсаторному відділеннях електрообладнання у відповідному виконанні. Аварійний і витяжний вентилятори повинні мати іскробезпечне виконання, а їх електродвигуни - вибухозахисне з будь-яким рівнем вибухозахисту, припливні вентилятори - звичайне, а їх електродвигуни - закрите виконання (при розміщенні їх у вентиляційних камерах і установці на повітроводах зворотних клапанів). Для місцевого освітлення застосовують світильники з рівнем захисту не нижче підвищеної надійності проти вибуху та напругою не більше 12В. Компресори і апарати пропанових установок великої холодопродуктивності розміщують у машинних відділеннях, у яких повинна забезпечуватись висота проходу для людей не менше 2,2м від відмітки підлоги до виступаючих зверху частин устаткування (трубопроводів, арматури та ін.). Приміщення пропанових установок належать до категорії вибухобезпечних. Проте в одному приміщенні з пропановою холодильною установкою не допускається розміщувати пристрої з відкритим вогнем і з температурою поверхонь більше 300°C, а також вибухонебезпечне устаткування. Металеві конструктивні елементи пропанових холодильних установок, охолоджуюче устаткування повинні бути заземлені. Всі частини, що рухаються і обертаються (маховики, вали, муфти, передачі), повинні мати знімні (легкорозбірні) суцільні або сітчасті огорожі. Для забезпечення віробезпеки фундаменти під компресори (агрегати) ізолюють від стін або колон будівлі машинного відділення. При установці агрегатів на перекриттях приймаються заходи щодо зниження передачі вібрації на будівельні конструкції. Рівні шуму і вібрації при роботі компресорів (агрегатів) не повинні перевищувати встановлених норм. При постійному обслуговуванні холодильної установки персоналом наявність

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		89

природного освітлення у машинному відділенні є обов'язковою. У машинних (апаратних) відділеннях передбачають також штучне робоче і аварійне освітлення. У них влаштовують систему водяного або парового опалювання, що забезпечує розрахункову температуру повітря +16°C при непрацюючому устаткуванні. Машинні, апаратні і конденсаторні відділення пропанових холодильних установок мають постійно діючу припливно-витяжну вентиляцію, розраховану на двократний приплив і трикратну витяжку. Аварійна витяжна вентиляція забезпечує у цих приміщеннях восьмикратний обмін повітря протягом кожної години (без врахування продуктивності постійно діючої витяжної вентиляції). Пускові пристосування аварійної вентиляції знаходяться як усередині вентиляованих приміщень (біля виходів), так і на зовнішній стіні будівлі. Вмикання аварійної витяжної вентиляції пусковим пристосуванням, розташованим на зовнішній стіні будівлі, супроводжується вимиканням електроживлення всього холодильного обладнання. Трубопроводи холодильних установок фарбують у колір, відповідний їх призначенню. Вони мають фарбування: всмоктувальні – синє, нагнітальні – червоне, розсолні (ропні) – сіре, водяні – зелене. На трубопроводах чорними стрілками повинні бути вказані напрямки руху холодоагенту, розсолу і води. Трубопроводи у холодильних камерах і технологічних приміщеннях не повинні перетинати вантажний об'єм заради уникнення пошкодження їх вантажами або транспортними засобами. Холодильні камери з температурою 0°C і нижче повинні бути обладнані системою світло-звукової сигналізації "Людина у камері". У будівлях холодильників передбачається пожежна сигналізація. У приміщеннях холодильних установок повинні бути засоби пожежогасіння.

Справність запобіжних клапанів апаратів перевіряють не рідше за один раз в 6 міс. Після перевірки і регулювання клапани пломбують із складанням акту.

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Мінімальна площа перетину запобіжного клапана:

$$F_{\text{кл}} = \frac{G_p}{\mu \cdot B \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_{\text{ср}} \cdot (P_1 - P_2)}}, \text{м}^2, \quad (10.1)$$

де:  $G_p$  – масова витрата холодильного агента, кг/с;  $G_p = 0,18$  кг/с;

$\mu = 0,75$  – коефіцієнт витрати пари для даної конструкції клапана (визначений виготовленням клапана експериментально і записаний в паспорт клапана);

$\rho_{\text{ср}}$  – щільність середовища при тиску  $p_1$ ;  $\rho_{\text{ср}} = 51$  кг/м<sup>3</sup>;

$p_1, p_2$  – відповідно максимальний абсолютний тиск перед клапаном і за клапаном,  $p_1 = 2,1$  МПа;  $p_2 = 1,6$  МПа;

$B$  – коефіцієнт, що враховує фізико - хімічні властивості речовини при робочих параметрах:

$$B = 1,59 \sqrt{\frac{k}{k+1} \cdot \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}}}; \quad (10.2)$$

$$B = 1,59 \sqrt{\frac{1,29}{1,2+1} \cdot \left(\frac{2}{1,2+1}\right)^{\frac{1}{1,2-1}}} = 0,852;$$

$k$  – показник адіабати,  $k = 1,2$ ;

$$F_{\text{кл}} = \frac{0,72}{0,75 \cdot 0,852 \cdot \sqrt{2 \cdot 117,25 \cdot (2,1 - 1,6) \cdot 10^5}} = 3,29 \cdot 10^{-4} \text{м}^2. \quad (10.3)$$

Визначимо мінімальний діаметр прохідного перетину сідла клапана:

$$d_{\text{кл}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,29 \cdot 10^{-4}}{3,14}} = 0,02 \text{м}. \quad (10.4)$$

Зовнішній огляд заземлюючого пристрою проводиться на місці з оглядом електроустаткування РУ, трансформаторних підстанцій і розподільних пунктів, а також цехових і інших електроустановок.

Про огляди, виявлені несправності і прийняті заходи мають бути зроблені

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

відповідні записи в журналі огляду заземляючих пристроїв або оперативному журналі.

На кожен заземлюючий пристрій, що знаходиться в експлуатації, є паспорт, що містить схему заземлення, основні технічні дані, дані про результати перевірки стану заземлюючого пристрою, про характер ремонтів і зміни, внесені до даного пристрою.

Захисне заземлення - навмисне електричне з'єднання із землею або її еквівалентом металевих неструмоведучих частин, які можуть виявитися під напругою.

Проведемо розрахунок захисного заземлення.

Розрахункове значення питомого опору ґрунту:

$$\rho_{гр} = \rho_p \cdot \psi, \text{ Ом} \cdot \text{м} \quad (10.5)$$

де:  $\rho_p$  – питомий опір Ом/м;  $\rho_p = 30 \text{ Ом} \cdot \text{м}$  – для чорнозему;

$\psi$  – кліматичний коефіцієнт,  $\psi = 1,5 \text{ Ом} \cdot \text{м}$ ;

$$\rho_{гр} = 30 \cdot 1,5 = 45 \text{ Ом} \cdot \text{м};$$

Приймаємо електроди сталеві вертикальні трубні: діаметр стрижня  $d = 0,04 \text{ м}$ , довжина стрижня  $l = 3 \text{ м}$ , відстань між стрижнями  $l' = 6 \text{ м}$ .

Відстань від середини стрижня до рівня землі:

$$t = \frac{l}{2} + t_3, \text{ м} \quad (10.6)$$

де:  $t_3$  – відстань від вершини стрижня до рівня землі, м. приймаємо:

$$t_3 = 0,5 \text{ м.}$$

$$t = \frac{3}{2} + 0,5 = 2 \text{ м.}$$

Розраховуємо опір одного вертикального заземлення:

$$R_0 = \frac{\rho_{гр}}{2 \cdot \pi \cdot l} \left[ \ln \left( \frac{2 \cdot l}{d} \right) + \frac{1}{2} \ln \left( \frac{4t + 1}{4t - 1} \right) \right], \text{ Ом.} \quad (10.7)$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		92

$$R_0 = \frac{45}{2 \cdot 3,14 \cdot 3} \left[ \ln\left(\frac{2 \cdot 3}{0,04}\right) + \frac{1}{2} \ln\left(\frac{4 \cdot 2 + 1}{4 \cdot 2 - 1}\right) \right] = 12,27, \text{ Ом.}$$

Мінімальна кількість заземлювачів:

$$n = \frac{R_0}{R_{\text{тр}}}, \text{ шт,} \quad (10.8)$$

де:  $R_{\text{тр}}$  – необхідний опір, Ом;  $R_{\text{тр}} = 4 \text{ Ом}$ ;

$$n = \frac{12,27}{4} = 3,07 \text{ шт.}$$

Приймаємо  $n = 4 \text{ шт.}$

Відношення відстані між стрижнями до довжини стрижня:

$$\frac{l'}{l} = \frac{6}{3} = 2.$$

Опір системи вертикальних стрижньових заземлювачів:

$$R_{\text{сз}} = \frac{R_0}{n \cdot \eta_{\text{в}}}, \quad (10.9)$$

де:  $\eta = 0,85$  – коефіцієнт використання вертикальних стрижньових заземлювачів;

$$R_{\text{сз}} = \frac{12,27}{4 \cdot 0,85} = 3,57 \text{ Ом.}$$

З

агальна довжина сполучної смуги (контурне заземлення):

$$L_{\text{п}} = l' \cdot (n-1) = 6 \cdot (4-1) = 18 \text{ м.} \quad (10.10)$$

Визначимо опір розтікання струму сполучної смуги:

$$R_{\text{п}} = \frac{\rho_{\text{тр}}}{2 \cdot \pi \cdot \eta_{\text{г}} \cdot L_{\text{п}}} \cdot \ln \frac{L_{\text{п}}^2}{d \cdot t_3}, \text{ Ом,} \quad (10.11)$$

де:  $d$  – зовнішній діаметр труби, м;  $d = b \cdot 0,5 = 0,05 \cdot 0,5 = 0,025 \text{ м}$ ;

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						93
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$R_{\Pi} = \frac{45}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,94 \cdot 18} \cdot \ln \frac{18^2}{0,03 \cdot 0,5} = 4,23 \text{ Ом.}$$

Загальний опір системи заземлення:

$$R_c = \frac{R_{\Pi} \cdot R_{c3}}{R_{\Pi} + R_{c3}}, \text{ Ом} \quad (10.12)$$

$$R_c = \frac{4,23 \cdot 3,37}{4,23 + 3,37} = 1,89 \text{ Ом} \leq 4 \text{ Ом.}$$

$R_c \leq 4 \text{ Ом}$ , що говорить про правильність розрахунку заземлення.

В компресорному цеху присутні сповіщувачі пожежі ручної дії, призначені для видачі дискретного сигналу при натисненні відповідної пускової кнопки, і автоматичної дії для видачі дискретного сигналу досягши заданого значення фізичного параметра (температури, спектру світлового випромінювання, диму і ін.).

Для гасіння пожежі, в основному застосовують вогнегасники.

При гасінні пожеж піною широко застосовують генератори високократної піни ГВП і хімічні вогнегасники ОХП-10.

Генератори ГВП мають декілька розмірів: ГВП-200, ГВП-600, ГВП-2000. Відрізняються вони один від одного геометричним розмірами і продуктивністю (від 200 до 2000 л/с).

Вогнегасник ОХП-10 хімічний, пінний (модель 10). Забороняється застосовувати цей тип вогнегасників при гасінні електроустановок, що горять, оскільки піна, що утворюється, електропровідна.

Вуглекислотні вогнегасники застосовують при гасінні пожеж: у електроустановках, що знаходяться під напругою до 1000 В,

Порошкові вогнегасники застосовують при гасінні загорянь на легкових і вантажних машинах.

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						94
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Пожежне водоймище, призначене для запасу води, розраховується по формулі:

$$V = \frac{g \cdot k \cdot \tau \cdot n}{1000} \cdot 3600, \text{ м}^3, \quad (10.13)$$

де:  $k$  - коефіцієнт запасу, приймається  $k = 1,1 \dots 1,2$ ;

$n$  – кількість пожеж, шт;

$g$  – витрата води на  $1 \text{ м}^2$  приміщення;

$\tau$  – час пожежогасіння.

$$V = \frac{10 \cdot 1,2 \cdot 2 \cdot 1}{1000} \cdot 3600 = 86,4 \text{ м}^3.$$

Машинні і апаратні відділення пропанових холодильних установок обладнані системами приточно - витяжною механічною вентиляцією з кратністю повітрообміну в годину, не менше 3 для припливу і 4 для витягу.

Система вентиляції може служити для подачі (припливу) або видалення (витягу) повітря з приміщення або для того і іншого (приточно-витяжною). Вона також може бути загальнообмінною або місцевою.

Розрахуємо повітрообмін в приміщенні за годину:

$$L = k \cdot V, \text{ м}^3/\text{час}, \quad (10.14)$$

де:  $k$  – кратність вентиляції або повітрообміну:

- приплив  $k_{\text{прит}} = 3$ ;

- витяг, це і аварійна вентиляція  $k_{\text{вит}} = 4$ ;

$V$  – об'єм приміщення,  $\text{м}^3$ ;

$$V = A \cdot B \cdot H = 24 \cdot 6 \cdot 3 = 432 \text{ м}^3 \quad (10.15)$$

Продуктивність припливної вентиляції:

$$L_{\text{прит}} = k_{\text{прит}} \cdot V, \text{ м}^3/\text{час}; \quad (10.16)$$

$$L_{\text{прит}} = 3 \cdot 432 = 1296 \text{ м}^3/\text{час};$$

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		95

Продуктивність витяжної (аварійної) вентиляції:

$$L_{\text{вит}} = k_{\text{вит}} \cdot V, \text{ м}^3/\text{час}; \quad (10.17)$$

$$L_{\text{вит}} = 4 \cdot 432 = 1728 \text{ м}^3/\text{час};$$

Розрахунок потужності електродвигуна системи вентиляції:

$$N = \frac{k \cdot L \cdot \Delta H \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_{\text{вен}} \cdot \eta_{\text{пер}}}, \text{ кВт} \quad (10.18)$$

Для припливної вентиляції:

$$N = \frac{1,5 \cdot 1296 \cdot 300 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 0,9} = 0,25 \text{ кВт};$$

Для витяжної (аварійної) вентиляції:

$$N = \frac{1,5 \cdot 1728 \cdot 300 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 0,9} = 0,34 \text{ кВт};$$

При освітленні виробничих приміщень використовують природне освітлення, що створюється світлом неба (прямим і відбитим), штучне, здійснюване електричними лампами, і поєднане, при якому в світлий час доби недостатнє по нормах природне освітлення доповнюється штучним.

Проведемо розрахунок освітлення машинного відділення методом світлового потоку. При цьому вибираємо: джерело світла - лампи люмінесцентні;

Систему освітлення - загальне освітлення; тип світильника – ПВЛ;  
розміри приміщення: довжина  $A = 24$  м, ширина  $B = 6$  м, висота  $H = 3$  м.

Приймаємо:

$$L/H_p = 1,5$$

де:  $L$  – відстань між центрами світильників, м;

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		96

$H_p$  – висота світильників над робочою поверхнею, м.

Визначимо висоту світильників над робочою поверхнею:

$$H_p = H - (H_1 + H_2), \text{ м}, \quad (10.19)$$

де:  $H_1$  – висота робочої поверхні, м;  $H_1 = 0,8$  м;

$H_2$  – відстань від світильника до стелі м;  $H_2 = 0,2$  м;

$$H_p = 3 - (0,8 + 0,2) = 2 \text{ м.}$$

Визначимо відстань між центрами світильників. З рівняння

$L/H_p = 1,5$ , знаходимо, що:

$$L = 1,5 \cdot 2 = 3 \text{ м.}$$

Кількість світильників:

$$n = \frac{A \cdot B}{L^2} = \frac{24 \cdot 6}{3^2} = 16 \quad (10.20)$$

Приймаємо  $n = 16$  шт.

					<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4</i>	Арк.
						97
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Свердлов Г.З., Явнель Б.К. "Курсове та дипломне проектування."
2. Чумак І.Г., Нікулініна Д.Г. Холодильні установки проектування., Вища школа, 1988
3. Курильов, Герасимов "Приклади та розрахунки холодильних установок."
4. С.Н. Богданов, О.П. Іванов, А.В. Куприянова Холодильна техніка. Властивості речовин. Довідник. Л.: Машинобудування, 1976 и 1985.
5. Данилова "Збірник задач по процесам теплообміну в харчовій і холодильній промисловості."
6. Н.Н. Кошкін Теплові та конструктивні розрахунки холодильних машин. Л.: Машинобудування, 1976.
7. І.А. Самойлов, В.Г. Ігнат'єв Охорона праці при обслуговуванні холодильних установок. М.: Агропромвидав, 1989.
8. Ужанский В. С. Автоматизація холодильних машин і установок, М.: Легка та харчова промисловість, 1982.
9. Мнацаканов Г.К. Холодильна техніка і технологія, 2006
10. [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://www.alfalaval.ua>
11. [Електронний ресурс] – Режим доступу: <https://www.bitzer.de>
12. Холодильне обладнання [Текст] : підручник / Д. П. Семенюк, О. В. Петренко ; ХДУХТ. — Харків : Світ Книг, 2021. — 633 с.
13. Холодильні установки спеціального призначення: конспект лекцій [Електронний ресурс] / О. С. Подмазко, Н. О. Піщанська ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса: ОНТУ, 2023. — 99 с. — Електрон. текст. Дані.
14. Плодоовочесховища: проектування, оптимізація, розрахунки [Текст]: підручник / М. Г. Хмельнюк, В. П. Кочетов, А. В. Форсюк, Н. В. Жихарєва; під заг. ред. М. Г. Хмельнюка ; Одес. нац. акад. харч. технологій, Нац. ун-т харч. технологій. — Одеса: Бондаренко М. О., 2018. — 228 с.
15. Методичні вказівки та примірний розрахунок по курсовому та дипломному проектуванню з дисципліни "Холодильні машини і установки спеціального призначення" [Електронний ресурс] / О. С. Подмазко; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса: ОНАХТ, 2019. — 34 с. — Електрон. текст. дані.
16. Кваліфікаційна робота: метод. вказівки до виконання та оформлення роботи для здобувачів СВО "Бакалавр" [Електронний ресурс]: спец. 142 "Енергетичне машинобудування", галузі знань 14 "Електрична інженерія" ден. та заоч. форм навчання /М. Г. Хмельнюк та ін. ; відп. за вип. М. Г. Хмельнюк; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса: ОНАХТ, 2021. — Електрон. текст. дані: 20 с.

										Арк.
										98
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

КРБ.ХУКП.1.487-03.2.4

