

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



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

на тему: Проект розподільчого холодильника місткістю 1200 т.
у м. Одеса

Здобувача

Черепенін І.О.

2 курсу

ЕН-141 групи

Керівник

д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

Консультанти:

д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від

30.05.2025 р.

протокол №

10

Завідувач кафедри ХУКП

Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2025 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інститут	Холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського
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.

«03» березня 2025 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Черепенін Іван Олександрович

1. Тема роботи Проект розподільчого холодильника місткістю 1200 т.
у м. Одеса

Затверджена наказом ОНТУ від 26.09.2024 р. наказ № 576-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 30.05.2025 р.

3. Вихідні дані роботи

Розподільчий холодильника місткістю 1200 т, розташований у м. Одеса.

У першій камері з температурним режимом -20°C передбачається тривале

зберігання мороженого м'яса в блоках. У другій камері з температурним

режимом +4°C передбачається зберігання сирів. У третій камері зберігання

овочів з температурним режимом +1°C.

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Реферат, Вступ, 1. Обґрунтування вибору технічних рішень, 2. Технологічний

розділ, 3. Розрахунок холодильної установки 4. Тепловий розрахунок

холодильної системи, 5. Підбір компресорів і системи конденсації агента , 6.

Розрахунок випарного конденсатора, 7. Розрахунок магістральних трубопроводів і

підбір допоміжного устаткування конденсатора, 8. Підбір циркуляційного ресивера

9. Підбір повітроохолоджувача, 10. Охорона праці, Висновки. Список використаної

літератури.

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

Презентація в PowerPoint

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.	19.05.2025	23.05.2025

7. Дата видачі завдання 03.03.2025 р.

Керівник Хмельнюк М.Г.

Завдання прийняв до виконання Черепенін І.О.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	27.05-29.05.2025	виконано
2	Вступ	03.03-05.03.2025	виконано
3	Обґрунтування вибору технічних рішень	05.03-15.03.2025	виконано
4	Технологічний розділ	16.03-31.03.2025	виконано
5	Розрахунок холодильної установки	01.04-10.04.2025	виконано
6	Тепловий розрахунок холодильної системи	11.04-18.04.2025	виконано
7	Підбір компресорів і системи конденсації агента	19.04-02.05.2025	виконано
8	Розрахунок випарного конденсатора	05.05-10.05.2025	виконано
9	Розрахунок магістральних трубопроводів і підбір допоміжного устаткування	12.05-15.05.2025	виконано
10	Підбір циркуляційного ресивера	15.05-17.05.2025	виконано
11	Підбір повітроохолоджувача	17.05-18.05.2025	виконано
12	Охорона праці	19.05-23.05.2025	виконано
13	Список використаних джерел	23.05-25.05.2025	виконано
14	Презентація в PowerPoint	25.05-29.05.2025	виконано

Здобувач-дипломник Черепенін І.О.

Керівник роботи Хмельнюк М.Г.

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

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

Здобувач-дипломник Черепенін Іван Олександрович

РЕФЕРАТ

У кваліфікаційній роботі виконано проєктний розрахунок розподільчого холодильного складу загальною місткістю 1200 тонн, розташованого в місті Одеса. Об'єкт призначений для зберігання трьох груп продукції з різними температурними режимами: мороженого м'яса (-20°C), сирів ($+4^{\circ}\text{C}$) та овочів ($+1^{\circ}\text{C}$). У якості робочого тіла в холодильній установці використано аміак (R717), який є природним, нетоксичним для довкілля холодоагентом з нульовим потенціалом глобального потепління ($\text{GWP} = 0$) і озоноруйнівного впливу ($\text{ODP} = 0$). Аміак також характеризується високою енергоефективністю, що сприяє зниженню експлуатаційних витрат. На основі проведених теплотехнічних розрахунків здійснено підбір компресорного обладнання виробництва компанії *Bitzer* та високоефективного випарного конденсатора моделі VXC-1050 фірми *Baltimore Aircoil*. Результати розрахунків підтверджують ефективність і екологічну доцільність запропонованих технічних рішень для сучасного холодильного господарства.

Ключові слова: розподільчий холодильник, R717, ODP, GWP.

ABSTRACT

The qualification work includes a design calculation of a distribution refrigerated warehouse with a total capacity of 1200 tonnes located in Odesa. The facility is designed to store three groups of products with different temperature conditions: frozen meat (-20°C), cheeses ($+4^{\circ}\text{C}$) and vegetables ($+1^{\circ}\text{C}$). The refrigerant used in the refrigeration system is ammonia (R717), which is a natural, non-toxic refrigerant with zero global warming potential ($\text{GWP} = 0$) and ozone depletion potential ($\text{ODP} = 0$). Ammonia is also characterised by high energy efficiency, which helps to reduce operating costs. Based on the thermal engineering calculations, the compressor equipment manufactured by Bitzer and the high-efficiency evaporative condenser model VXC-1050 by Baltimore Aircoil were selected. The results of the calculations confirm the efficiency and environmental feasibility of the proposed technical solutions for modern refrigeration.

Keywords: distribution refrigerator, R717, ODP, GWP.

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Реферат.....	4
Вступ.....	6
1. Обґрунтування вибору технічних рішень.....	12
2. Технологічний розділ	13
2.1 Визначення основних розмірів камер холодильника	14
2.2 Розрахунок вантажного фронту.....	17
2.3 Розрахунок числа механізмів необхідних для виробництва вантажних робіт.....	18
3. Розрахунок холодильної установки	19
3.1 Визначення товщини теплоізоляційного матеріалу	19
3.2 Визначення товщини теплоізоляційного матеріалу.....	25
3.2.1 Розрахунок теплопритоків через огороження.....	29
3.2.2 Розрахунок теплопритоків від вантажів при їх холодильній обробці.....	31
3.2.3 Розрахунок теплопритоків із зовнішнім повітрям при вентиляції охолоджуваних приміщень.....	34
3.2.4 Розрахунок експлуатаційних теплопритоків від різних джерел.....	35
3.2.5 Розрахунок теплопритоків від дихання плодів і овочів.....	36
3.2.6 Визначення теплового навантаження і підбір холодильного.....	44
4. Тепловий розрахунок холодильної системи.....	44
5. Підбір компресорів і системи конденсації агента.....	44
6. Розрахунок випарного конденсатора.....	45
7. Розрахунок магістральних трубопроводів і підбір допоміжного устаткування.....	59
8. Підбір циркуляційного ресивера.....	64
9. Підбір повітроохолоджувача.....	66
10. Охорона праці.....	68
Висновки	81
Список використаної літератури.....	82

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Розробив		Черепенін І.О.			Проект розподільчого холодильника місткістю 1200 т. у м. Одеса						
Перевірів		Хмельняк М.Г.									
Реценз											
Н. Контр.		Хмельняк М.Г.									
					Літ.	Арк.	Аркушів				
							5	82			
					ОНТУ гр. ЕН-141						

ВСТУП

Сучасне сільське господарство, харчова промисловість та торгівля потребують надійних і ефективних систем зберігання продукції, здатних забезпечити дотримання заданих температурних режимів на всіх етапах логістичного ланцюга. Розподільчі холодильні склади відіграють ключову роль у забезпеченні продовольчої безпеки та збереженні якості харчових продуктів, особливо при зберіганні продукції з коротким терміном придатності або високими санітарними вимогами.

У контексті глобальних тенденцій підвищення енергоефективності та екологічності технічних систем особливе значення набуває вибір типу холодоагенту. У даній роботі як робоче тіло прийнято аміак (R717) — природний холодоагент, що має нульовий потенціал глобального потепління ($GWP = 0$) і озоноруйнівного впливу ($ODP = 0$). Аміак відзначається високими термодинамічними властивостями, що дозволяє досягати значної енергетичної ефективності системи, особливо в умовах великотоннажного охолодження.

Розвиток холодильної промисловості у всьому світі нерозривно пов'язаний з розвитком усіх галузей науки і техніки.

Метою кваліфікаційної роботи є проєктування розподільчого холодильного складу місткістю 1200 тонн, розташованого в місті Одеса, з урахуванням енергоефективних та екологічних вимог. Передбачено створення трьох окремих камер для зберігання різних видів продукції: мороженого м'яса, сирів та овочів, кожна з яких функціонує в заданому температурному режимі.

Завданням дослідження є проведення теплотехнічних розрахунків, підбір основного холодильного обладнання, вибір оптимального типу конденсації, а також обґрунтування доцільності використання аміаку як основного холодоагенту в умовах сучасних екологічних стандартів. Особливу увагу приділено вибору надійного обладнання провідних виробників, таких як Bitzer (компресорна техніка) та Baltimore Aircoil (системи конденсації), що дозволяє гарантувати стабільну роботу холодильної установки протягом усього життєвого циклу об'єкта.

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

потрібної температури і вологості. Застосування активної вентиляції знижує втрати картоплі з 10-15 до 5-6%, дозволяє збільшити висоту завантаження від 1,4-1,6 до 3 м.

Застосування контейнерів для зберігання картоплі, овочів і плодів сприяє механізації завантаження, транспортування до місць зберігання й всередині сховищ, калібрування, сортування і подавання продуктів для навантаження на автомашини.

Для зберігання картоплі й овочів використовуються також склади тимчасового типу: бурти і траншеї. Бурти влаштовуються на сухих, підвищених місцях, де не збираються атмосферні опади і ґрунтові води проходять на відстані не менш як 14 м від поверхні землі. У землі роблять заглиблення завдовжки 15-20 м, завширшки 1,7-2 м і завглибшки 0,2 м. Бурти розміщують з урахуванням напрямку вітру, для того щоб у зимовий період вони менше охолоджувались.

Картопля й овочі укладаються в котлован висотою до 1,1 м і вкриваються зверху теплоізоляційними матеріалами: соломою, землею, тирсою, торфом, комишем. Для вентиляції в буртах установлюють притокові і витяжні труби. Притокові труби встановлюють горизонтально вздовж усього котловану, а витяжні труби — вертикально через кожні 4 м в центральній частині бурту. Вертикальні труби мають висоту 2,5 м і решітчасту конструкцію, що підвищує інтенсивність вентиляції. При зберіганні картоплі в буртах повинна підтримуватись температура від 1 до 3°C. Уздовж бурта з обох боків прокладають водостокові канавки.

Траншеї для зберігання картоплі й овочів мають більш глибокі котловани, ніж бурти. Для траншеї підбирають ділянку з глибоким заляганням ґрунтових вод - не менш як 3 м від поверхні землі. Глибина траншеї 0,6-1,2 м, довжина 10-15 м, ширина 1-1,5 м. Для термоізоляції використовують соломі і землю, які укладаються загальним шаром (0,6 м) залежно від зниження температури навколишнього повітря. На відміну від буртів, у траншеях не встановлюють вентиляційні труби.

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ

Проектом передбачається одноступінчатий цикл з одним регенеративним газовим теплообмінником. Застосування даних циклів забезпечує сухий хід компресора, повернення масла, переохолодження рідкого холодоагенту перед дроселюванням, що в свою чергу веде до збільшення холодопродуктивності холодильної установки.

Найбільш ефективним є застосування компресорних агрегатів на базі сучасних гвинтових компресорів. Компресорні агрегати останнього покоління мають сучасні прилади автоматики і контролю, що робить їх безпечними і простими в обслуговуванні. Основними достоїнствами гвинтових компресорів в порівнянні з поршневими є висока надійність і можливість плавного регулювання холодопродуктивності в широких межах.

Витрати порівняно з рассольними трубопроводами, довговічність яких значно менше. Тому перевагу отримує система безпосереднього охолодження, так як вона більш економічна з капітальними і експлуатаційними витратами, а так само як більш довговічна, ніж система охолодження розсолем.

Передбачена проектом оборотна система водопостачання від міського джерела у зв'язку з відсутністю поблизу природного джерела водопостачання. Внаслідок чого проектом передбачається використання випарних конденсаторів. Вони мають ряд переваг:

- економічні в споживанні води;
- не вимагають будівництва градирні – так як не відбувається нагрів води за рахунок випаровування;
- більш економічні у споживанні електроенергії в порівнянні з градирнею.

У всіх камерах зберігання використані повітроохолоджувачі, зменшують час на термічну обробку продуктів, що збільшує вантажообіг холодильника.

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

Опис технологічного процесу

Розподільний холодильник призначений для зберігання різних видів продукції: мороженого м'яса в блоках, мороженого м'яса птиці, овочів, сирів, що представлено на Рис.2.1. Найважливішим завданням на будь-якому холодильнику є підтримка заданого температурного і вологісного режиму в камерах, так як від цих параметрів безпосередньо залежить термін зберігання продукту і його якість зберігається.

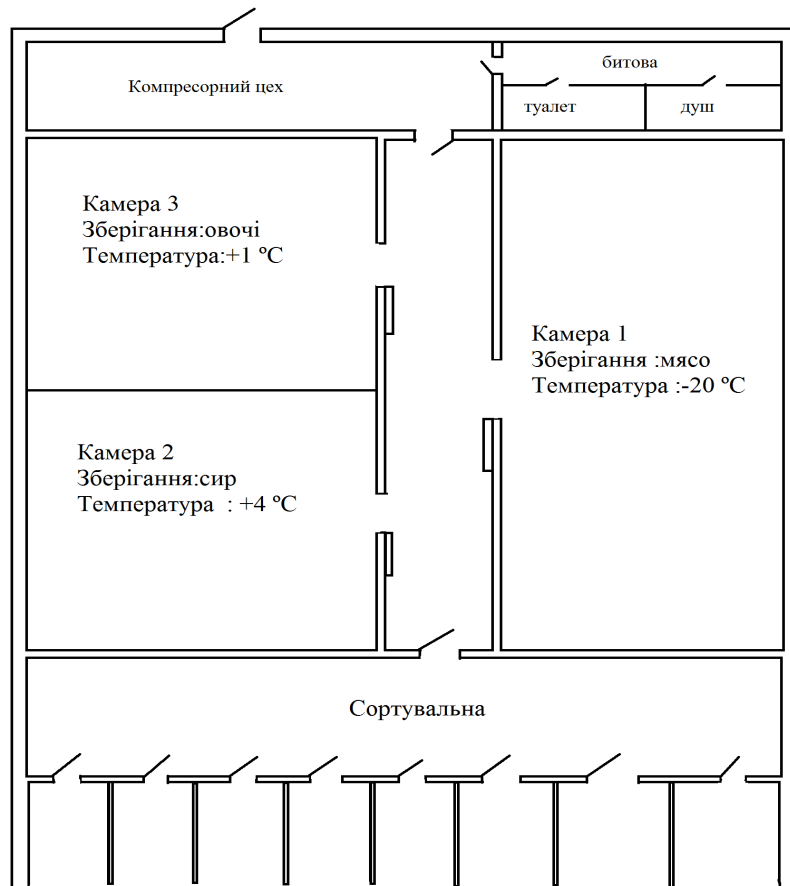


Рис.2.1 План холодильника

Температура і вологість камер збережених продуктів:

Сир - $t=+4\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\varphi=80\ldots90\%$;

Овочі - $t=+1\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\varphi=80\ldots90\%$;

Мясо - $t=-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\varphi=90\ldots95\%$;

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.1 Визначення основних розмірів камер холодильника.

Розрахунок розмірів камер зберігання виконуємо по кожному виду збережених продуктів.

Вантажний обсяг камери (тобто обсяг, зайнятий вантажем) визначається по формулі:

$$V_{\text{в}} = G / g_v, \quad (2.1.1)$$

де G - маса збереженого продукту, т.;

g_v - норма завантаження одиниці вантажного обсягу, т/м³. Розмір g_v різний для різних продуктів і перебуває в межах (0,2...0,8) т/м³.

Значення g_v в залежності від продукту:

М'ясо (блочне), птиця – 600т

Сир – 300т

Овочі – 300т

$$V_{B1} = \frac{600}{0,7} = 857 \text{ м}^3$$

$$V_{B2} = \frac{300}{0,34} = 893 \text{ м}^3$$

$$V_{B3} = \frac{300}{0,36} = 835 \text{ м}^3$$

2. Вантажна площа камери (тобто площа підлоги, зайнята вантажем) визначається по формулі:

$$F_{\text{в}} = V_{\text{в}} / h_{\text{зр}}, \quad (2.1.2)$$

де $h_{\text{зр}}$ - висота складування продукту (грузова висота).

Приймаємо $h_{\text{зр1}}=4 \text{ м}$, $h_{\text{зр2}}=4$, $h_{\text{зр3}}=4$

$$F_{B1} = \frac{857}{4} = 214 \text{ м}^2$$

$$F_{B2} = \frac{893}{4} = 223 \text{ м}^2$$

$$F_{B3} = \frac{835}{4} = 209 \text{ м}^2$$

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$n_{\text{БП2}} = \frac{300}{72} = 3.9 \text{ Приймаємо } 4$$

$$n_{\text{БП2}} = \frac{280}{72} = 3.7 \text{ Приймаємо } 4$$

Дійсні розміри камер: перша - 12×24 м, друга - 12×24 м, третя - 12×24 м.

Визначаємо дійсну місткість камер за формулою:

$$G_{\text{д}} = F_{\text{с}} \cdot \beta \cdot h_{\text{сп}} \cdot g_{\text{в}}, [m] \quad (2.1.5)$$

$$G_{\text{д1}} = 12 \cdot 24 \cdot 0,75 \cdot 4 \cdot 0,8 = 605 \text{ т}$$

$$G_{\text{д2}} = 12 \cdot 28 \cdot 0,75 \cdot 4 \cdot 0,34 = 293 \text{ т}$$

$$G_{\text{д3}} = 12 \cdot 24 \cdot 0,75 \cdot 4 \cdot 0,36 = 311 \text{ т}$$

Визначаємо повну дійсну місткість холодильника за формулою:

$$G_{\text{дх}} = G_{\text{д1}} + G_{\text{д2}} + G_{\text{д3}}, [m] \quad (2.1.6)$$

$$G_{\text{дх}} = 605 + 293 + 311 = 1209 \text{ т}$$

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Кліматична довідка:

Одеса розташована у південній частині України. Особливість Одеси — небезпечні геологічні процеси, пов'язані з наявністю лесових товщ та розвитком техногенного підтоплення. Особливо ці процеси проявляються на узбережжі. Підтоплення створює передумови розвитку просадок у лесових породах та зсувів, призводить до деформації та руйнування будівель.

Для міста характерний степовий тип клімату (Класифікація кліматів Кеппена: *BSk*). Максимальна кількість опадів припадає на період з середини жовтня до середини квітня. Влітку будь-які опади в Одесі трапляються рідше, проте найчастіше набувають форми сильної зливи із грозою. Під час зміни клімату на Землі, клімат міста поступово набуває характеристик середземноморського клімату (*Csa*) з м'якою, досить вологою зимою і теплим, навіть спекотним, найчастіше посушливим літом.

м. Одеса

Розрахункова літня температура $t_n=32\text{ }^{\circ}\text{C}$

Розрахункова літня вологість повітря $\varphi_n=63\%$

Холодильник місткістю 1200 тонн

Продукт: м'ясо, сир, овочі

Будівельні матеріали стін: цегла, теплоізоляція – пінополіуретан

Розподіл продуктів по холодильнику у відношенні 2:1:1

3.1 Визначення товщини теплоізоляційного матеріалу

Після складання планування холодильника і вибору всіх елементів його будівельно-ізоляційної конструкції визначають товщини ізоляційних шарів огорожень. Для цього необхідно знати коефіцієнти теплопередачі всіх огорожень холодильника – зовнішніх і внутрішніх.

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнти теплопередачі огорожень визначають техніко – економічними розрахунками, або за довідковими таблицями. Значення цих коефіцієнтів повинні враховувати реальні товщини ізоляційних і інших шарів огорожень.

Нижче приведені аналітичні залежності, що дозволяють з достатньою точністю визначати розрахункові значення коефіцієнтів теплопередачі для огорожень холодильних камер.

Більша частина території України відноситься до середньої кліматичної зони, де середньорічна температура повітря позитивна, але нижча 9°C. Для цієї зони коефіцієнти теплопередачі зовнішніх стін холодильних камер $K_{зс}$ можна обчислити за формулою:

$$K_{зс} = 0,16e^{0,022(40+t_k)} [Вт/(м^2К)], \quad (3.1.1)$$

де t_k - температура камери.

Коефіцієнти теплопередачі покриттів холодильників, які не мають горіщ,

$$K_{бп} = 0,95K_{зс}, \quad (3.1.2)$$

Коефіцієнти теплопередачі внутрішніх стін і перегородок, що відокремлюють охолоджувані приміщення від не охолоджуваних, але неопалюваних.

$$K_{но} = 1,18K_{зс}, \quad (3.1.3)$$

Коефіцієнти теплопередачі внутрішніх стін, перегородок і міжповерхових перекриттів між охолоджуваними приміщеннями можна обчислити за формулою.

$$K_{вн} = \frac{1}{2 + 0,07\Delta t_n}, [Вт/(м^2К)], \quad (3.1.4)$$

де Δt_n - різниця між температурами повітря більш теплого і холодного охолоджуваних приміщень по обидва боки огороження.

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнти теплопередачі підлоги, яка підігрівається, розраховуємо як коефіцієнти теплопередачі через зовнішні стіни.

Отримані данні по трьом камерам вносимо у таблицю

Таблиця 3.1.1

Значення коефіцієнтів теплопередачі

№ Камери	1	2	3
Температура камери, °С	-20	+4	+1
	$K, \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$	$K, \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$	$K, \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$
Покриття	0,235	0,398	0,374
Зовнішні стіни	0,248	0,419	0,393
Неопалені з корид.	0.292	0,495	0,461
Перегородки	0.262	0,452	0.452
Підлога	0,262	0.45	0.4

Визначаємо товщину теплоізоляції камер.

Камера №1

Таблиця 3.1.2

Покриття

Бетонна стяжка	$\delta_1=0,04 \text{ м}$	$\lambda_1=1,86 \text{ Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$
пінополіуретан	$\delta_2=0.14\text{м}$	$\lambda_2=0,035\text{Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$
Залізобетонна плита	$\delta_3=0,22\text{м}$	$\lambda_3=2,04\text{Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$

$$\delta_{\text{із}} = \left(\frac{1}{K} - R \right) \cdot \lambda_{\text{із}}, \text{ м} \quad (3.1.5)$$

де $\lambda_{\text{із}}$ - розрахункове значення коефіцієнта теплопровідності обраного ізоляційного матеріалу огороження;

R –розрахунковий термічний опір:

$$R = \frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_K} \quad (3.1.6)$$

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2 Розрахунок теплопритоків

3.2.1 Розрахунок теплопритоків через огородження.

Розрахунок теплопритоків через кожне огородження споживача холоду (крім підлог, що не обігріваються, розташованих на ґрунті) здійснюють за формулою:

$$Q_1 = \kappa F (\Delta t + \Delta t_c), \text{ Вт}, \quad (3.2.1)$$

де Δt - різниця температур між зовнішнім середовищем або сусіднім, більш теплим приміщенням та охолоджуваним об'єктом. Для внутрішніх стін Δt приймаємо в розмірі 70% від значення Δt для зовнішніх стін.

κ – розрахунковий коефіцієнт теплопередачі для даного огородження, Вт/(м²К);

F – площа поверхні даного огородження, м²;

Δt_c - надлишкова різниця температур від впливу сонячного випромінювання на дане огородження:

$$\Delta t_c = P \frac{\varepsilon_c \cdot q_c}{\alpha_s}, \quad (3.2.2)$$

де P – коефіцієнт проникності, що залежить від масивності огородження, що опромінюється, сонцем. Приймаємо його рівним 0,75 (для масивних огороджень);

q_c - розрахункова напруга сонячного випромінювання для літнього періоду, Вт/м²;

Приймаємо значення q_c враховуючи тип огородження, його розташування та широту м. Одеса ([49⁰]):

для західної сторони - $q_c = 450$ Вт/м²

для східної та південної сторони - $q_c = 380$ Вт/м².

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ρ_k - щільність повітря при температурі і відносній вологості охолоджувального приміщення, кг/м³. Приймаємо: $\rho_k = 1,287 \text{ кг/м}^3$.

h_n – ентальпія зовнішнього повітря, кДж/кг. Знаходимо з діаграми волого повітря по температурі зовнішнього повітря $t_n = 32^\circ\text{C}$ та вологості зовнішнього повітря $\phi_n = 63\%$. $h_n = 74 \text{ кДж/кг}$

h_k – повітря в камері, кДж/кг. Знаходимо з діаграми волого повітря по температурі повітря в камері ($t_k = +4^\circ\text{C}$) та вологості повітря в камері ($\phi_k = 85\%$). $h_k = 15 \text{ кДж/кг}$.

$$Q_3 = \frac{20 \cdot 4 \cdot 1,287 \cdot (74 - 15)}{3,6} = 1688 \text{ Вт}$$

Для зберігання плодів та овочів тепло притоки від вентиляції (3 камера) розраховуються за наступною формулою:

$$Q_3 = \frac{V_{\text{бод}} \cdot a \cdot \rho_k \cdot (h_n - h_k)}{3,6 \cdot \tau}, \text{ Вт} \quad (3.2.3.2)$$

де $V_{\text{бод}}$ – чистий об'єм камери з урахуванням ізоляції, м³;

a – кратність повітрообміну за добу. Приймається в залежності від виду вантажу: для фруктів $a = 4$.

ρ_k - щільність повітря при температурі і відносній вологості охолоджувального приміщення, кг/м³. Приймаємо: $\rho_k = 1,25 \text{ кг/м}^3$.

h_n – ентальпія зовнішнього повітря, кДж/кг. Знаходимо з діаграми волого повітря по температурі зовнішнього повітря $t_n = 32^\circ\text{C}$ та вологості зовнішнього повітря $\phi_n = 63\%$. $h_n = 74 \text{ кДж/кг}$.

h_k – повітря в камері, кДж/кг. Знаходимо з діаграми волого повітря по температурі повітря в камері ($t_k = 1^\circ\text{C}$) та вологості повітря в камері ($\phi_k = 90\%$). $h_k = 10 \text{ кДж/кг}$.

τ – щодобовий інтервал часу, протягом якого здійснюють вентиляцію камер, години.

$$V_{\text{бод}} = 20 \cdot 15 \cdot 6,5 = 1950 \text{ м}^3$$

$$Q_3 = \frac{1950 \cdot 4 \cdot 1,25 \cdot (74 - 10)}{3,6 \cdot 24} = 7222, \text{ Вт}$$

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2.4. Розрахунок експлуатаційних теплопритоків від різних джерел

До експлуатаційних відносять теплопритоки різних за походженням джерел теплоти, що виникають при експлуатації охолоджуваних приміщень. Найпоширенішими джерелами експлуатаційних теплопритоків є електричні світильники, що перебувають в охолоджуваних об'єктах, холодильне механічне устаткування з електричним приводом, люди, що працюють в охолоджуваних приміщеннях, зовнішнє повітря, що проникає усередину камер при відкриванні дверей і люків.

Загальний експлуатаційний теплоприток розраховується за формулою:

$$Q_4 = Q_4^* + Q_4^{**} + Q_4^{***} + Q_4^{****}, \text{Вт}, \quad (3.2.4.1)$$

де Q_4^* - теплоприток від освітлення охолоджуваних приміщень, Вт;

Q_4^{**} - теплоприток від приводів електродвигунів, Вт;

Q_4^{***} - теплоприток від людей, що працюють в охолоджуваних приміщеннях, Вт;

Q_4^{****} - теплоприток від інфільтрації, Вт.

Теплоприток від електричного освітлення визначається за формулою:

$$Q_4^* = q_4^* \cdot j_{св} \cdot F_B, \text{Вт} \quad (3.2.4.2)$$

Камера №1 $Q_4^* = 3,0,33 \cdot 240 = 238 \text{Вт}$

Камера №2 $Q_4^* = 3,0,33 \cdot 300 = 297 \text{Вт}$

Камера №3 $Q_4^* = 3,0,33 \cdot 280 = 277 \text{Вт}$

де q_4^* - питома норма потужності світильників загального освітлення.

Приймаємо його рівним 3 Вт/м².

F_B - будівельна площа охолоджуваного приміщення, м²

$j_{св}$ - коефіцієнт одночасності роботи світильників. Приймається в залежності від кількості зон освітлення, кількість яких залежить від площі приміщення:

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$j_{св} = 0,33$$

Теплоприток від електричних двигунів визначається за формулою:

$$Q_4^{**} = 1000 \cdot j_{дв} \cdot \sum N_{дв}, \text{ Вт} \quad (3.2.4.3)$$

де $j_{дв}$ - коефіцієнт одночасності роботи устаткування з електродвигунами. Приймається рівним від 0,4 до 1. Для камер зберігання приймаємо $j_{дв} = 0,8$.

$\sum N_{дв}$ - розрахункова потужність електродвигунів кВт. Оскільки не відомі потужності електродвигунів, розраховуємо за наступною формулою:

$$\sum N_{дв} = 1,2(Q_1 + Q_2 + Q_3) \cdot m, \text{ кВт} \quad (3.2.4.4)$$

де m - коефіцієнт, зумовлений як відношення потужності електродвигуна до холодопродуктивності повітроохолоджувача. Приймаємо рівним 0,08.

Камера №1

$$\sum N_{дв} = 1,2(10619 + 3555 + 0) \cdot 0,06 = 1,02 \text{ кВт}$$

Камера №2

$$\sum N_{дв} = 1,2(6013 + 2828 + 1688) \cdot 0,06 = 0,758 \text{ кВт}$$

Камера №3

$$\sum N_{дв} = 1,2(6140 + 4014 + 7222) \cdot 0,06 = 1,251 \text{ кВт}$$

Камера №1

$$Q_4^{**} = 1000 \cdot 0,8 \cdot 1,02 = 816 \text{ Вт}$$

Камера №2

$$Q_4^{**} = 1000 \cdot 0,8 \cdot 0,758 = 606 \text{ Вт}$$

Камера №3

$$Q_4^{**} = 1000 \cdot 0,8 \cdot 1,251 = 1000 \text{ Вт}$$

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

	q'4	jсв	Q'4	jдв	m	Q''4	q'''4	n	Q'''4	B	Q''''4	ΣQ4
Камера1	3	0,33	238	0,8	0,06	816	390	4	1560	5	1200	3814
Камера2	3	0,33	297	0,8	0,06	606	246	4	984	9	2700	4587
Камера3	3	0,33	277	0,8	0,06	1000	264	4	1056	9	2700	5033

3.2.5. Розрахунок теплопритоків від дихання плодів і овочів.

Теплопритоки від дихання плодів і овочів визначають з урахуванням того, що в камеру завантажують плоди або овочі, що вимагають охолодження до температури збереження:

$$Q_5 = q_5^* \cdot G_{nm} + q_5^{**} \cdot (G - G_n), \text{ Вт} \quad (3.2.5.1)$$

де G_n - максимальне надходження плодів і овочів у камеру, т;

Величина G_n у формулі (2.13) повинна дорівнювати величині G_n , використовуваної в розрахунку теплоприпливів при охолодженні плодів і овочів для даної камери.

q_5^* та q_5^{**} - питомі тепловиділення плодів та овочів при температурі їхнього надходження та збереження, Вт/т;

Кількість виділюваної теплоти від температури має експонентний характер:

$$q_t = q_0 \cdot e^{bt}, \text{ Вт/т}$$

де b – температурний коефіцієнт швидкості подиху, $^{\circ}\text{C}^{-1}$. Приймаємо в залежності від типу продукту $b=0.1319^{\circ}\text{C}^{-1}$ (для овочів);

q_0 – питоме тепловиділення від продукту при $t=+20^{\circ}\text{C}$, Вт/т . Приймаємо в залежності від типу продукту $q_0=13,5 \text{ Вт/т}$.

Оскільки тільки в третій камери знаходяться моркви , саме для цієї камери проводимо розрахунок. В інших камерах цей теплоприток буде рівним нулю.

$$q_5^* = 13,5 \cdot e^{0,1319 \cdot 5} = 26,1 \text{ Вт/т}$$

$$q_5^{**} = 13,5 \cdot e^{0,1319 \cdot 1} = 15,4 \text{ Вт/т}$$

4. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОЇ СИСТЕМИ

Камера №1

Теплове навантаження на компресора визначимо для камери №1 з урахуванням втрат в системі при безпосередньому охолоджуванні у розмірі 5 % і коефіцієнта робочого часу 0.9: $\Sigma Q_{0\text{ компр}} = 30 \cdot 1.05 \cdot 15772 / 0.9 = 552020 \text{ Вт}$

Тепловий розрахунок буде проводитися за наступними даними:

- температура кипіння аміаку $t_0 = -30^\circ\text{C}$;
- сумарна потрібна холодопродуктивність $\Sigma Q_{0\text{ компр}} = 552020 \text{ Вт}$;
- температура конденсації аміаку $t_k = 35^\circ\text{C}$;
- перегрів на всмоктуванні $\Delta t_{\text{вс}} = 5^\circ\text{C}$;
- переохолодження після конденсатора $\Delta t_{\text{но}} = 5^\circ\text{C}$;

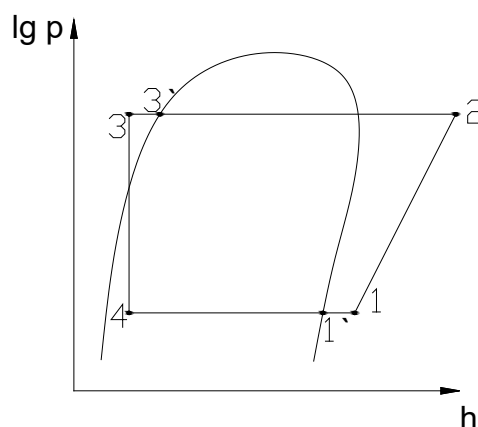


Рис.4.1 Цикл процесів

1-2 – стискування в компресорі; 2-3 – конденсація; 3-4 – дроселювання агента; 4-5 – кипіння у випарнику; 1'-1 – перегрівши на всмоктуванні; 3'-3 – переохолодження після конденсатора.

Таблиця 4.1

Розрахункові дані циклу холодильної машини

	1	2	3	4
$t, ^\circ\text{C}$	-25	150	30	-30
$P, \text{ бар}$	1.2	15	15	1.2
$h, \text{ кДж/кг}$	1425	1800	330	330
$v, \text{ м}^3/\text{кг}$	1	-	-	-

Потужність тертя:

$$N_{mp}=V_h \cdot P_{mp}=0.0367 \cdot 60=2.202 \text{ кВт},$$

де $P_{тр}$ - середній тиск тертя, приймаємо для аміачних компресорів
 $P_{mp}=60 \text{ кПа}$.

Ефективна потужність компресора:

$$N_e=N_i+N_{mp}=18.86+2.202=21.062 \text{ кВт}$$

Електрична потужність компресора:

$$N_{эл}=N_e/\eta_{эл}=21.062/0.93=22.64 \text{ кВт}$$

де $\eta_{элдв}$ - КПД електродвигуна компресора.

Теоретичний коефіцієнт перетворення:

$$COP_m=q_0/l=1140/200=5.7$$

Коефіцієнт перетворення циклу Карно:

$$COP_{карно}=T_k/(T_k-T_0)=308/(308-267)=7.51$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP_d=Q_0/N_e=87.588/21.062=4.15$$

Камера №3

Теплове навантаження на компресора визначимо для камери №3 з урахуванням втрат в системі при безпосередньому охолоджуванні у розмірі 5 % і коефіцієнта робочого часу 0.9: $\Sigma Q_{0 \text{ комп}}=9 \cdot 1.05 \cdot 20722/0.9=207020 \text{ Вт}$

Тепловий розрахунок буде проводиться за наступними даними:

- температура кипіння аміаку $t_0=-9^\circ\text{C}$;
- сумарна потрібна холодопродуктивність $\Sigma Q_{0 \text{ комп}}=207020 \text{ Вт}$;
- температура конденсації аміаку $t_k=35^\circ\text{C}$;
- перегрів на всмоктуванні $\Delta t_{вс}=5^\circ\text{C}$;
- переохолодження після конденсатора $\Delta t_{но}=5^\circ\text{C}$;

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

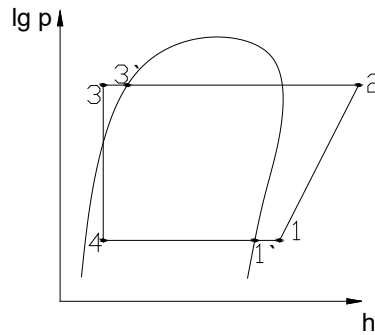


Рис.4.3 Діаграмма процесів

1-2 – стискування в компресорі; 2-3 – конденсація; 3-4 – дроселювання агента; 4-5 – кипіння у випарнику; 1'-1 – перегрівши на всмоктуванні; 3'-3 – переохолодження після конденсатора.

Таблиця 4.3

Розрахункові дані циклу холодильної машини

	1	2	3	4
t, °C	-4	105	30	-9
P, бар	3	15	15	3
h, кДж/кг	1450	1680	330	330
v, м³/кг	0.4	-	-	-

Питомі характеристики циклу:

питома масова продуктивність:

$$q_0 = h_1 - h_4 = 1450 - 330 = 1120 \text{ кДж/кг}$$

питома об'ємна продуктивність

$$q_v = q_0 / v_1 = 1120 / 0.4 = 2800 \text{ кДж/м}^3$$

питома адіабатна робота стискування

$$l = h_2 - h_1 = 1680 - 1450 = 230 \text{ кДж/кг}$$

Масова витрата агента:

$$M_a = Q_0 / q_0 = 207.020 / 1120 = 0.184 \text{ кг/с}$$

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_{\partial}=M_a \cdot v l=0.184 \cdot 0.4=0.074 \text{ м}^3/\text{с}$$

Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda_c=1-0.03 \cdot [(P_{\kappa}/P_0)^{1/m}-1]=1-0.03 \cdot [(15/3)^{1/1.1}-1]=0.9$$

$$\lambda_w=T_0/T_{\kappa}=264/308=0.857$$

$$\lambda=\lambda_c \cdot \lambda_w=0.9 \cdot 0.857=0.77$$

Теоретичний об'єм, компресора:

$$V_h=V_{\partial}/\lambda=0.074/0.77=0.0961 \text{ м}^3/\text{с}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a=M_a \cdot l=0.184 \cdot 230=42.32 \text{ кВт}$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i=N_a/(\lambda_w+b \cdot t_0)=42.32/(0.857-9 \cdot 0.0025)=49.55 \text{ кВт}$$

Потужність тертя:

$$N_{mp}=V_h \cdot P_{mp}=0.0961 \cdot 60=5.766 \text{ кВт},$$

де $P_{тр}$ - середній тиск тертя, приймаємо для ам'ячних компресорів $P_{mp}=60$ кПа.

Ефективна потужність компресора:

$$N_e=N_i+N_{mp}=49.55+5.766=55.316 \text{ кВт}$$

Електрична потужність компресора:

$$N_{эл}=N_e/\eta_{эл}=55.316/0.93=59.479 \text{ кВт}$$

де $\eta_{элдв}$ - КПД електродвигуна компресора.

Теоретичний коефіцієнт перетворення:

$$COP_m=q_0/l=1120/230=4.86$$

Коефіцієнт перетворення циклу Карно:

$$COP_{карно}=T_{\kappa}/(T_{\kappa}-T_0)=308/(308-264)=7$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP_{\partial}=Q_0/N_e=207.020/55.316=3.74$$

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.ПІДБІР КОМПРЕСОРІВ І СИСТЕМИ КОНДЕНСАЦІЇ АГЕНТА

Підбір компресорів здійсимо по сумарній потрібної холодопроизводительности $Q_0=847 \text{ кВт}$: вибираємо 3 гвинтових компресора Компресор №1 Bitzer W6FA $Q_0=500 \text{ кВт}$ потужність електродвигуна $N_{ел.}=100 \text{ кВт}$

Компресор №2 Bitzer W6HA $Q_0=230 \text{ кВт}$ потужність електродвигуна $N_{ел.}=68 \text{ кВт}$

Компресор №3 Bitzer W4GA $Q_0=125 \text{ кВт}$ потужність електродвигуна $N_{ел.}=33 \text{ кВт}$

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

$$Q_k = Q_0 + N_e = 855 + 201 = 1050 \text{ кВт}$$

Для конденсації агента підбираємо вискоефективний випарний конденсатор фірми Baltimore Aircoil . За даними модельного ряду приймаємо конденсатор марки VXC – 1050.

Характеристики випарного конденсатора:

Робоча маса : 25240 кг

Розміри апарата :

- ширина: 3000мм
- довжина :10000 мм
- висота :4300мм

Кількість вентиляторів: 3 по 18.5 кВт

Кількість насосів: 2 по 4 кВт

Маса заправки холодильного агента: R717 $m=700 \text{ кг}$

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6. РОЗРАХУНОК ВИПАРНОГО КОНДЕНСАТОРА

Для того, щоб розрахуватися випарного конденсатора, необхідно визначитися з наступними параметрами:

- сумарна теплова навантаження на апарат $Q_k = 1050 \text{ кВт}$
- температура і відносна вологість навколишнього середовища, відповідно $t_{o.c.} = 27^\circ\text{C}$ і $\varphi_{o.c.} = 60\%$;
- холодильний агент, який протікає в апараті $R = 717$ (аміак);
- тип пучка – коридорний ;
- зовнішній діаметр труб $d_n = 0.025 \text{ м}$;
- внутрішній діаметр труб $d_{вн} = 0.02 \text{ м}$;
- матеріал, з якого виготовлені труби - сталь

Для того, щоб зробити розрахунок, для початку необхідно побудувати процес зміни стану повітря в апараті. Щоб спростити розрахунки, температуру плівки води t_B , яка змочує поверхню труб секції конденсації агента, можна прийняти постійною.

На Рис 6.1 зображені процеси зміни стану вологого повітря в апараті в діаграмі $h-d$

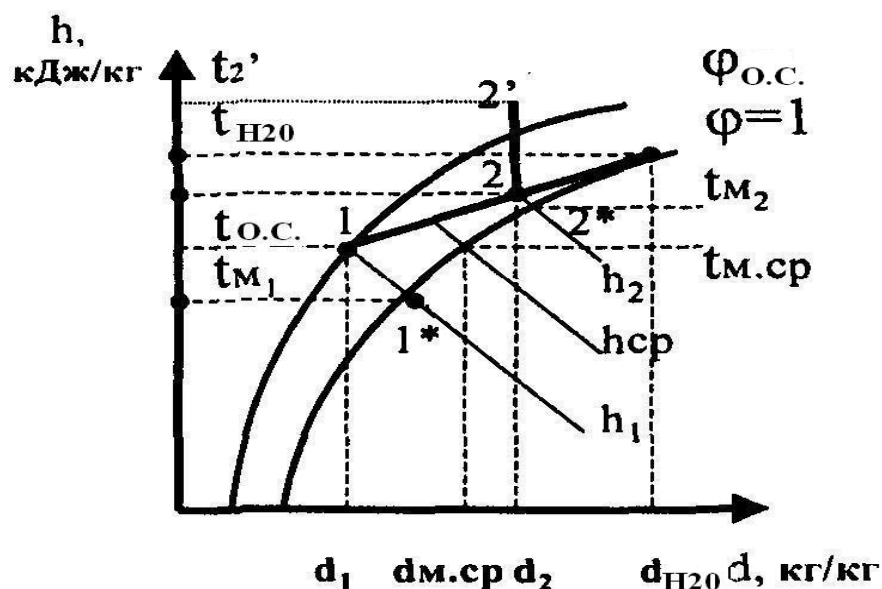


Рис.6.1 Процеси зміни стану вологого повітря в апараті:

1 - ω - промінь процесу; 1 - 2 - процес в секції конденсації агента; 2 - 2' -

У тому випадку, якщо вийшло значення $\Delta\Theta$ більше 10 %, то розрахунок необхідно буде повторювати з новим значенням Θ_0 , починаючи з визначення значення коефіцієнта тепловіддачі на стороні конденсуючого холодоагенту, до того моменту,

поки значення $\Delta\Theta$ не стане менше 10 %.

Площа зовнішньої поверхні основної секції апарату:

$$F_H = Q_K' \cdot 10^3 / (k_H \cdot \Theta_{\text{л}}) = 945 \cdot 10^3 / (255.5 \cdot 8.94) = 495 \text{ м}^2$$

Розрахункове значення температури плівки води можна знайти за формулою:

$$t_{H2O}' = t_{M.CP.} + Q_K' \cdot 10^3 / (F_H \cdot \alpha_{\text{пп}}) = 23.75 + 945 \cdot 10^3 / (495 \cdot 356) = 30.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Відносна похибка між значеннями розрахункової t_{H2O}' і прийнятої t_{H2O} температурами плівки води:

$$\Delta_{H2O} = | (t_{H2O} - t_{H2O}') / t_{H2O} | \cdot 100 \% = | (32 - 30.2) / 32 | \cdot 100 \% = 5.6\%$$

У тому випадку, якщо вийшло значення Δ_{H2O} буде більше 6 %, то розрахунок необхідно буде повторювати з новим значенням t_{H2O} , починаючи з побудови процесу зміни стану повітря в апараті, до того моменту, поки значення Δ_{H2O} не стане менше 6%.

Конструктивний розрахунок

Мета конструктивного розрахунку основної секції - визначення геометричних розмірів пучка труб.

Сумарна довжина гладких труб в секції конденсації холодоагенту:

$$\Sigma L = F_H / (\pi \cdot d_H) = 495 / (3.14 \cdot 0.025) = 6305 \text{ м}$$

Масова витрата повітря через апарат:

$$G_B = Q_K' / (h_2 - h_1) = 945 / (83.3 - 62) = 53 \text{ кг/с},$$

где $h_1=62$ и $h_2=83.3$ — ентальпія повітря, відповідно, на вході і виході секції конденсації холодоагенту, які визначені по процесу зміни стану повітря в діаграмі $h - d$, кДж/кг.

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 6.1

z, шт	1	4	6	8	10	16	20
C _Z	00.8	0.95	0.98	0.99	1	1.015	1.025

Крок труб уздовж потоку повітря:

$$S_2 = [(S_2^*)^2 - (S_1^*/2)^2]^{0.5} = [(0.059^2 - (0.059^*/2)^2]^{0.5} = 0.05 \text{ м}$$

У форконденсаторе число труб уздовж потоку повітря зазвичай не перевищує двох рядів.

Коефіцієнт конвективної тепловіддачі:

$$\alpha_K = Nu \cdot \lambda_B / u_P = 13.1 \cdot 0.0262 / 0.007 = 50 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Також необхідно врахувати термічний опір ребра. Для цього треба обчислити його ефективність:

$$E = th(m \cdot h^*) / (m \cdot h^*) = th(0.896) / (0.896) = 0.71$$

де h^* – умовна висота ребра, м, $h = h_P \cdot [1 + 0.35 \cdot \ln(D_P / d_H)] = 0.015 \cdot [1 + 0.35 \cdot \ln(0.055 / 0.025)] = 0.019 \text{ м}$, $m \cdot h^*$ – безрозмірний комплекс, $m \cdot h^* = h \cdot [2 \cdot \alpha_K / (\delta_P \cdot \lambda_P)] = 0.019 \cdot [2 \cdot 50 / (0.001 \cdot 45)] = 0.896$ (λ_P – коефіцієнт теплопровідності матеріалу, з якого виготовлено ребро, Вт/(м·К)).

Площа поверхності одного ребра:

$$F_P = 1.57 \cdot (D_P^2 - d_H^2) + \pi \cdot D_P \cdot \delta_P = 1.57 \cdot (0.055^2 - 0.025^2) + 3.14 \cdot 0.055 \cdot 0.001 = 3.94 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

Площа поверхності труби між сусідніми ребрами:

$$F_{TP} = \pi \cdot d_H \cdot (u_P - \delta_P) = 3.14 \cdot 0.025 \cdot (0.007 - 0.001) = 0.471 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Площа внутрішньої поверхні труби на довжині кроку ребер:

$$F_{BH} = \pi \cdot d_{BH} \cdot u_P = 3.14 \cdot 0.02 \cdot 0.007 = 0.44 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до зовнішньої поверхні фар конденсатора:

$$\alpha_{ПР.ОР} = \alpha_K \cdot [(E \cdot F_P / (F_P + F_{TP}) + F_{TP} / (F_P + F_{TP})) = 50 \cdot [(0.71 \cdot 3.94 \cdot 10^{-3} / (3.94 \cdot 10^{-3} + 0.471 \cdot 10^{-3}) + 0.471 \cdot 10^{-3} / (3.94 \cdot 10^{-3} + 0.471 \cdot 10^{-3}))] = 37 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4		Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			54

Потім по прийнятим параметрам температур пара на вході $t_{п1}$ і виході $t_{п2}$ форконденсатора необхідно визначити середню температуру холодоагенту:

$$t_{срп} = (t_{п1} + t_{п2}) / 2 = 80^{\circ}\text{C}$$

Слідом за середньою температурою холодоагенту $t_{срп}$ вибираються з довідника наступні його теплофізичні властивості:

- густина $\rho_{х.а.} = 26.4 \text{ кг/м}^3$
- коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{х.а.} = 411 \cdot 10^{-4} \text{ Вт/(м}^{\circ}\text{К)}$
- коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu_{х.а.} = 0.44 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$
- число Прандтля $Pr_{х.а.} = 1.28$

Логарифмічний температурний напір в секції фар конденсатора можна обчислити за формулою:

$$\Theta_L' = (t_{п1} - t_{п2} + t_2 - t_2') / \ln [(t_{п1} - t_2') / (t_{п1} - t_2)] = (120 - 40 + 29.5 - 32.1) / \ln [(120 - 32.1) / (120 - 29.5)] = 35.2^{\circ}\text{C}$$

Масова витрата хладагента:

$$G_{х.а.} = Q_{пер} / (h_{х.а.1} - h_{х.а.2}) = 105 / (1700 - 1500) = 0.55 \text{ кг/с},$$

де $h_{х.а.1}$ и $h_{х.а.2}$ – ентальпії пари, відповідно, на вході і виході форконденсатора, кДж/кг.

Об'ємна витрата повітря через апарат:

$$V_{х.а.} = G_{х.а.} / \rho_{х.а.} = 0.55 / 26.4 = 0.021 \text{ м}^3/\text{с}$$

Швидкість пара в форконденсаторе:

$$\omega_{х.а.} = 4 \cdot V_{х.а.} / (\pi \cdot z \cdot d_{вн}^2) = 4 \cdot 0.021 / (3.14 \cdot 2 \cdot 0.02^2) = 33.6 \text{ м/с},$$

де $z=2$ – кількість труб в одному ході пара, шт.

Число Рейнольдса дорівнюватиме:

$$Re_{х.а.} = \omega_{х.а.} \cdot d_{вн} / \nu_{п} = 33.6 \cdot 0.02 / 0.44 \cdot 10^{-6} = 1527273$$

Число Нуссельта :

$$Nu_{х.а.} = 0.021 \cdot Re_{х.а.}^{0.8} \cdot Pr_{х.а.}^{0.43} = 0.021 \cdot 1527273^{0.8} \cdot 1.28^{0.43} = 1770$$

Коефіцієнт тепловіддачі пара, віднесений до внутрішньої поверхні фар конденсатора:

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\alpha_{X.A.} = Nu_{X.A.} \cdot \lambda_{X.A.} / d_{BH} = 1770 \cdot 411 \cdot 10^{-4} / 0.02 = 3637 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до зовнішньої поверхні секції форконденсатора (без урахування малого термічного опору стінки труби):

$$k_H = [1 / \alpha_{ПР.ОР} + \phi / \alpha_{X.A.}]^{-1} = [1 / 37 + 10 / 3637] = 33.6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Площа зовнішньої поверхні форконденсатора:

$$F_\phi = Q_{ПЕР} / (k_H \cdot \Theta_L') = 105 / (33.6 \cdot 35.2) = 93 \text{ м}^2$$

Число труб по ходу повітря в секції форконденсатора:

$$z_{ПР} = F_\phi / (\pi \cdot d_{BH} \cdot \phi \cdot L_D \cdot z_\phi^*) = 93 / (3.14 \cdot 0.02 \cdot 10 \cdot 4.2 \cdot 37) = 1 \text{ шт}$$

Аеродинамічний розрахунок.

Ступінь ребрення:

$$\psi = (F_P + F_{TP}) / F_{TP} = (3.94 \cdot 10^{-3} + 0.471 \cdot 10^{-3}) / 0.471 \cdot 10^{-3} = 9.37$$

Умовний визначає розмір:

$$l_0 = (d_H / \psi) + (1 - 1 / \psi) \cdot [0.785 \cdot (D_P^2 - d_H^2)]^{0.5} = (0.025 / 9.37) + (1 - 1 / 9.37) \cdot [0.785 \cdot (0.055^2 - 0.025^2)]^{0.5} = 0.41 \text{ м}$$

Еквівалентний діаметр судженого перетину:

$$d_{ЭКВ} = 2 \cdot [u_P \cdot (S_l - d_H) - 2 \cdot \delta_P \cdot h_P] / (2 \cdot h_P + u_P) = 2 \cdot [0.007 \cdot (0.06 - 0.025) - 2 \cdot 0.001 \cdot 0.015] / (2 \cdot 0.015 + 0.007) = 0.0097 \text{ м}$$

Коефіцієнт, який враховує лінійні розміри ребер:

$$C_L = l_0^{0.05} / d_{ЭКВ}^{0.3} = 0.41^{0.05} / 0.0097^{0.3} = 3.84$$

Коефіцієнт, який враховує вплив фізичних властивостей повітря:

$$C_T = \nu_{X.A.}^{0.25} / \rho_{X.A.}^{0.75} = 16 \cdot 10^{-6}^{0.25} / 1.165^{0.75} = 0.056$$

Аеродинамічний опір секції форконденсатора (1 ряд труб з круглими ребрами) розраховується за наступним виразом:

$$\Delta P_{C\phi} = 2.7 \cdot C_L \cdot C_T \cdot C_Z \cdot (\omega_{Ж.С.}^* \cdot \rho_{X.A.}) = 2.7 \cdot 3.84 \cdot 0.056 \cdot 1.2 \cdot (5.83) = 15.2 \text{ Па,}$$

де $C_Z = 1.2$.

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7.РОЗРАХУНОК МАГІСТРАЛЬНИХ ТРУБОПРОВОДІВ І ПІДБІР ДОПОМІЖНОГО УСТАТКУВАННЯ

Розрахунок магістральних трубопроводів для першого компресора

Об'ємна витрата агента:

$$V_a = M_a / \rho, \text{ [м}^3/\text{с]}, \quad (7.1)$$

де ρ – щільність агента за відповідних умов, кг/м^3 .

Діаметр трубопроводу, що розраховується:

$$d = 1.13 \cdot (V_a / w)^{0.5}, \text{ [м]}, \quad (7.2)$$

де w – орієнтовна швидкість агента, що приймається виходячи з умов роботи трубопроводу, м/с .

Нагнітальний трубопровід:

При $t_2 = 150^\circ\text{C}$ и $P_k = 15$ бар – щільність агента $\rho_2 = 6.77 \text{ кг/м}^3$.

$$V_a = 0.5 / 6.77 = 0.074 \text{ м}^3/\text{с}.$$

$$d_n = 1.13 \cdot (0.074 / 13)^{0.5} = 0.085 \text{ м}.$$

Приймаємо на нагнітанні сталеву трубу 85×2.5 .

Всмоктуючий трубопровід:

При $t_1 = -25^\circ\text{C}$ и $P_0 = 1.2$ бар визначаємо щільність агента $\rho_1 = 2.48 \text{ кг/м}^3$.

$$V_a = 0.5 / 2.48 = 0.2 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$d_n = 1.13 \cdot (0.2 / 14)^{0.5} = 0.135 \text{ м}.$$

Приймаємо на всмоктуванні сталеву трубу $135 \times 2.5 \text{ мм}$

Трубопровід на сливі від конденсатора до ресівера:

При $t_3 = 30^\circ\text{C}$ и $P_k = 15$ бар визначаємо щільність агента $\rho_3 = 596 \text{ кг/м}^3$.

$$V_a = 0.5 / 596 = 0.00083 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$d_n = 1.13 \cdot (0.00083 / 0.5)^{0.5} = 0.046 \text{ м}.$$

Приймаємо на рідинному зливі сталеву трубу 50×2 .

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Масловіддільники призначені для відділення масла, що відноситься з компресорів разом з холодильним агентом. Підбір масловіддільників проводиться по діаметру нагнітального патрубку компресора. Вибираємо масловіддільник фірми GVN.

У систему при заправці або ремонті може разом з агентом потрапляти деяку кількість повітря, яке потрапляє в теплообмінні апарати і негативно впливає на їх ефективність, що приводить до додаткових витрат електроенергії. Тому необхідно постійно видаляти повітря з системи. Для цього в холодильній системі встановлений автономний воздухоотделитель, що є окремою фреоновою холодильною установкою. Аміачно-повітряна суміш поступає з апаратів високого тиску у воздухоотделитель, де при охолодженні суміші з неї конденсується рідкий аміак. Далі рідкий аміак через систему клапанів зливається самотік назад в систему, а легко-аміачна суміш через водний затвор виводиться назовні. Обираємо воздухоотделитель фірми Cooltech

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок магістральних трубопроводів для другого компресора

Об'ємна витрата агента:

$$V_a = M_a / \rho, [m^3/c],$$

де ρ – щільність агента за відповідних умов, kg/m^3 .

Діаметр трубопроводу, що розраховується:

$$d = 1.13 \cdot (V_a / w)^{0.5}, [m],$$

де w – орієнтовна швидкість агента, що приймається виходячи з умов роботи трубопроводу, m/s .

Нагнітальний трубопровід:

При $t_2 = 100^\circ C$ и $P_k = 15$ бар – щільність агента $\rho_2 = 7.58 kg/m^3$.

$$V_a = 0.0768 / 7.58 = 0.0101 m^3/c.$$

$$d_n = 1.13 \cdot (0.0101 / 13)^{0.5} = 0.032 m.$$

Приймаємо на нагнітанні сталеву трубу 35×2.5 .

Всмоктуючий трубопровід:

При $t_1 = -2^\circ C$ и $P_0 = 3.3$ бар визначаємо щільність агента $\rho_1 = 4.06 kg/m^3$.

$$V_a = 0.0768 / 4.06 = 0.0189 m^3/c$$

$$d_n = 1.13 \cdot (0.0189 / 14)^{0.5} = 0.042 m.$$

Приймаємо на всмоктуванні сталеву трубу 50×3 .

Масловіддільники призначені для відділення масла, що відноситься з компресорів разом з холодильним агентом. Підбір масловіддільників проводиться по діаметру нагнітального патрубку компресора. Вибираємо масловіддільник фірми GVN.

Розрахунок магістральних трубопроводів для третього компресора

Об'ємна витрата агента:

$$V_a = M_a / \rho, [m^3/c],$$

де ρ – щільність агента за відповідних умов, kg/m^3 .

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Діаметр трубопроводу, що розраховується:

$$d=1.13 \cdot (V_a/w)^{0.5}, [м],$$

де w – орієнтовна швидкість агента, що приймається виходячи з умов роботи трубопроводу, м/с.

Нагнітальний трубопровід:

При $t_2=105\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $P_k=15$ бар – щільність агента $\rho_2=7.47\text{ кг/м}^3$.

$$V_a=0.184/7.47=0,0246\text{ м}^3/\text{с}.$$

$$d_n=1.13 \cdot (0,0246/13)^{0.5}=0.049\text{ м}.$$

Приймаємо на нагнітанні сталеву трубу 50×2.5 .

Всмоктуючий трубопровід:

При $t_1=-4\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $P_0=3$ бар визначаємо щільність агента $\rho_1=3.76\text{ кг/м}^3$.

$$V_a=0.184/3.76=0,049\text{ м}^3/\text{с}$$

$$d_n=1.13 \cdot (0,049/14)^{0.5}=0,066\text{ м}.$$

Приймаємо на всмоктуванні сталеву трубу 70×3 .

Масловіддільники призначені для відділення масла, що відноситься з компресорів разом з холодильним агентом. Підбір масловіддільників проводиться по діаметру нагнітального патрубку компресора. Вибираємо масловіддільник фірми GVN.

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8. ПІДБІР ЦИРКУЛЯЦІЙНОГО РЕСИВЕРА

Циркуляційні ресивери часто застосовуються в сучасних промислових холодильних низькотемпературних системах, де використовується насосна схема подачі холодоагенту до випаровувача безпосереднього охолодження і встановлюється на стороні низького тиску.

У ресивері міститься необхідний обсяг холодоагенту для ефективного харчування випарників, а також забезпечення безаварійної роботи хладагентних насосів.

В даний час компанія COOLTECH випускає лінійку горизонтальних циркуляційних ресиверів серії PS, модельний ряд якої включає 10 моделей об'ємом від 1 до 7 м³. Циркуляційні ресивери Cooltech

Всі судини обладнані необхідними патрубками для підключення до холодильної системи, опорами, стропувальними пристроями та люками (люками) огляду.

Конструкція і внутрішній устрій циркуляційних ресиверів забезпечує ефективне відділення рідкого холодоагенту від пара, а також запобігає можливість попадання пари в усмоктувальний патрубок хладагентного насоса (виникнення зриву потоку).

CTX PR 1.0 – 7.0

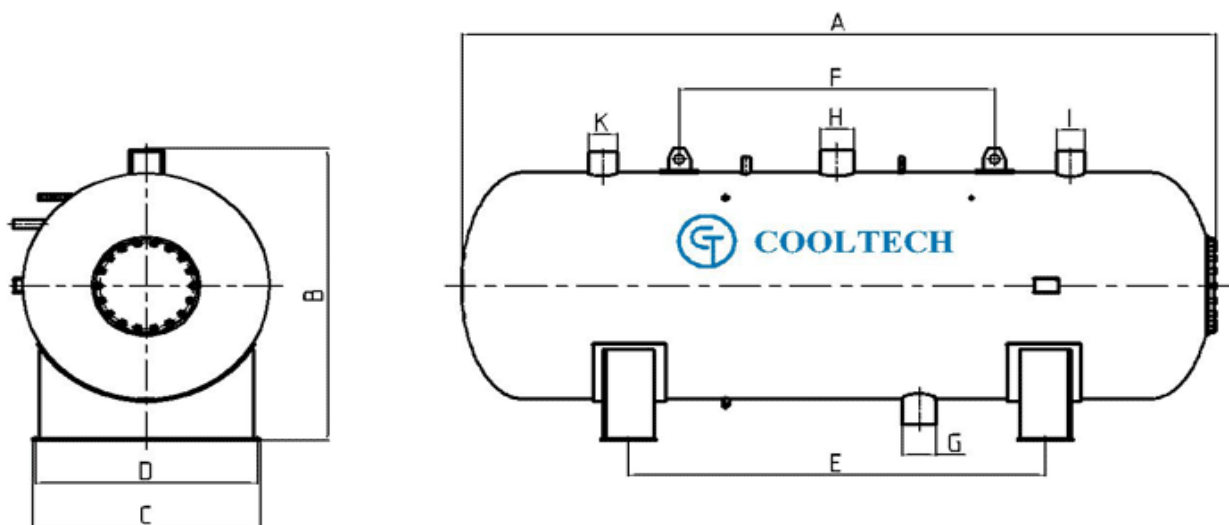


Рис.8.1 Циркуляційний ресивер

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

9. ПІДБІР ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧА

Для холодильних камер підбираємо аміачні оребровані повітроохолоджувачі. В залежності від площі камери приймаємо в першій камері п'ять апаратів, в другій камері і в третій камері по чотири апарата.

У загальному випадку апарат добирають по необхідній площі його теплообмінної поверхні. Чисельне значення визначають за формулою:

$$F = \frac{Q}{nk\theta}, \text{ м}^2 \quad (9.1)$$

де Q – розрахункове теплове навантаження, Вт;

n – число апаратів, що добираються;

k – коефіцієнт теплопередачі апарату, Вт/(м²К). Для аміачних ореброваних повітроохолоджувачів приймаємо 12-20 Вт/(м²К);

θ – середній температурний напір між середовищами, К. Для аміачних ореброваних повітроохолоджувачів приймаємо 5 К.

Площа повітроохолоджувача першої камери:

$$F = \frac{17988}{5 \cdot 12 \cdot 10} = 30 \text{ м}^2$$

Площа повітроохолоджувача другої камери:

$$F = \frac{15116}{4 \cdot 20 \cdot 10} = 20 \text{ м}^2$$

Площа повітроохолоджувача третьої камери:

$$F = \frac{26795}{4 \cdot 20 \cdot 10} = 35 \text{ м}^2$$

Для першої камери підбираємо: п'ять аміачних повітряохолоджувачі серії **IEDGA** фірми Sabero. Холодопродуктивність – 18 кВт

Для другої камери підбираємо: чотири аміачних повітряохолоджувачі двухствельні GDS фірми Gunter. Холодопродуктивність – 16 кВт

- хладагент: NH₃;
- направление воздуха: горизонтальное с двухсторонним выдувом, вентиляторы приточные, вход воздуха снизу;
- стандарт качества: ISO 9001.

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10. ОХОРОНА ПРАЦІ

Проектоване підприємство призначене для тривалого зберігання капусти. Холодильна установка, що забезпечує підтримку технологічного режиму зберігання в камерах, використовує холодильний агент аміак.

В компресорному цеху знаходиться холодильна машина, апарати якої знаходяться в тому ж приміщенні. Випарний конденсатор, розташований поза будівлею. Висота стелі складає 5,5 м. Компресорний цех має два виходи один з яких безпосередньо назовні. Апарати що вимагають постійного обслуговування обладнанні спеціальними майданчиками і сходами. Майданчики і сходи огороженні поручнем. Колектор приборів охолодження знаходиться в компресорному цеху, що дозволяє негайно відрегулювати подачу холодоагенту. Усе устаткування розміщене з необхідними проходами, без труднощів обслуговування. Загальна площа компресорного цеху складає 96 м².

Аміак R717, хімічна формула NH₃. Нормальна температура кипіння мінус 33,35 °С. При атмосферному тиску аміак — безбарвний газ, легше за повітря, з різким задушливим запахом.

Найбільш небезпечними властивостями аміаку є його **токсичність і вибухонебезпека**. Перебування людини протягом декількох хвилин в приміщенні з об'ємною часткою аміаку в повітрі —0,5÷1% приводить до смертельного результату або сильного отруєння. Температура самозаймання аміаку 630 °С. При об'ємній частці в повітрі понад 11 % і наявності відкритого полум'я аміак починає горіти.

Суміш пари аміаку з повітрям при об'ємній частці 15÷28 % вибухонебезпечна. Максимальний тиск вибуху суміші біля 0,45 МПа. Аміак починає розкладатися при температурі вище 250 °С.

Категорія приміщення за вибухопожежною та пожежною безпекою

Приміщення аміачних машинних і апаратних відділень по вибухопожежною небезпеці відносяться до категорії "А" (клас

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вибухонебезпеки В-1б). Їх розміщують, як правило, в одноповерхових будівлях, прибудованих до корпусу холодильника або виробничої будівлі, в якій розміщені споживачі холоду.

У машинному відділенні передбачають не менше двох виходів, один з яких — безпосередньо назовні (через тамбур для середньої і північної смуги). Виходи розташовують на максимально можливій відстані один від одного.

Забезпечення вибухобезпеки експлуатації устаткування

Аміачна холодильна установка – герметична технологічна система, в якій по замкнутому контуру, без виробничих витрат, циркулює холодильний агент. В елементах АХУ відбуваються тільки термодинамічні процеси та пов'язані з ними фазові перетворення аміаку (пара→рідина та рідина→пара).

У приміщеннях та на ділянках аміачної холодильної установки, у суміжних приміщеннях/ділянках, поза приміщеннями, а також у самій установці, за умов нормальної експлуатації технологічної системи витоків

холодильного агенту не відбувається, вибухопожежно небезпечна суміш пари аміаку з повітрям не утворюється. Небезпека виникнення вибуху та пожежі з'являється тільки внаслідок позаштатних аварійних ситуацій, аварій, НС техногенного чи природного походження. Захист технологічного устаткування, трубопроводів та арматури від зруйнування під дією надлишкового тиску в системі забезпечений конструктивним виконанням елементів установки, системою захисних клапанів, приладами автоматичного захисту АХУ.

Підбір запобіжного клапану

Пропускна здатність запобіжного клапану вибирається так, щоб у посудині або балоні не створився тиск, що перевищує робочий більш ніж на 0.05 МПа для посудин з робочим тиском до 0.3 МПа включно; на 15 % для посудин із $P_{\text{раб}} = 6$ МПа; на 10 % для посудин із $P_{\text{раб}} > 6$ МПа.

Не рідше одного разу в 12 місяців запобіжний клапан перевіряють на стендах з наступним опломбуванням.

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$R_c = \frac{R_n \cdot R_{св}}{R_n + R_{св}} < R_{тр}$$

$$R_c = \frac{4.9 \cdot 3.63}{4.9 + 3.63} = 2.08 \text{ Ом} < 4 \text{ Ом}$$

Протипожежні заходи

Протипожежні заходи забезпечуються комплексом проектних рішень, спрямованих на попередження пожежі та вибуху, а також створення умов, які сприяють успішному гасінню пожежі, перешкоджають її поширенню та забезпечують можливість евакуації працівників та матеріальних цінностей.

Згідно діючих типових "Правил пожежної безпеки для промислових підприємств", "Правилам устрою та безпечною експлуатації аміачних холодильних установок", ВНТП-СНиП-46-25.96 у приміщенні компресорної передбачається установка щиту первісних засобів гасіння пожежі з комплектом засобів:

- вогнегасник пінний – 3 шт.;
- вогнегасник вуглекислотний – 2 шт.;
- ящик з піском ($V=0.2 \text{ м}^3$);
- лопата;
- багор;
- відро.

Визначення об'єму недоторканого запасу води для гасіння пожежі

Розрахуємо ємність пожежного резервуару для гасіння пожежі на промисловому підприємстві виходячи з наступних даних:

Об'єм приміщення компресорного цеху $V=528 \text{ м}^3$

категорія приміщення – А

Ємність водоймища визначимо з умови забезпечення необхідної за нормами витрати води на зовнішнє пожежогасіння протягом розрахункового часу [6]

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_{\text{а}} = \frac{k \cdot g \cdot n \cdot \tau}{1000} \cdot 3600 \quad [\text{м}^3], \quad (10.9)$$

де k – коефіцієнт запасу, $k = 1.1..1.2$, приймаємо $k = 1,2$;

g – витрата води на зовнішнє пожежогасіння, $g = 20 \frac{\text{л}}{\text{с}}$;

n – кількість одночасних пожеж, згідно зі СНиП 2.04.02-84, приймаємо $n = 1$;

τ – тривалість гасіння пожежі.

Згідно зі СНиП 2.04.02-84 при ступені вогнестійкості І и ІІ з виробництвами категорій Г та Д розрахункову тривалість гасіння пожежі слід приймати рівною двом годинам; в інших випадках – три години, приймаємо $\tau = 3 \text{ г.}$

$$V_{\text{в}} = \frac{1.2 \cdot 20 \cdot 1 \cdot 3}{1000} \cdot 3600 = 260 \text{ м}^3$$

Виробнича санітарія

Попередження виникнення шкідливих виробничих факторів можливо тільки за умов суворого дотримання санітарно-технічних вимог та норм, визначених санітарними нормами відповідних розділів будівельних норм та правил и Держстандарту.

Вимоги особистої гігієни та виробничої санітарії, засоби виявлення першої медичної допомоги при нещасних випадках розглядаються у вступному інструктажі.

Вентиляція

Вид вентиляції залежить від вживаного хладагента. Машинні і апаратні відділення аміачних холодильних установок повинні бути обладнані системами витяжної вентиляції з кратністю повітрообміну в годину, визначуваною розрахунком, але не менше 2 для притоки і 3 для витяжки.

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тамбури-шлюзи і приміщення щитів автоматизації, суміжні з машинними відділеннями, обладнали окремими системами вентиляції приточування, що постійно діяли, забезпечують кратність повітрообміну не менше 5 об'ємів в годині Системи вентиляції мають резервні вентилятори, що автоматично включаються при виході з ладу основних.

Визначимо видатність вентиляції з кратності повітрообміну

$$L = k \cdot V_{\text{пом}} \left[\frac{\text{м}^3}{\text{год}} \right], \quad (10.10)$$

де k – кратність повітрообміну, приймаємо для робочої вентиляції:

а) припливної $k = 2 \text{ год}^{-1}$; б) витяжної $k = 3 \text{ год}^{-1}$; в) аварійної $k = 8 \text{ год}^{-1}$

$V_{\text{пом}}$ – об'єм приміщення, $V_{\text{пом}} = 528 \text{ м}^3$.

тоді

$$L_{\text{прит}} = 2 \cdot 528 = 1056 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

$$L_{\text{выт}} = 3 \cdot 528 = 1085 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

$$L_{\text{ав}} = 8 \cdot 528 = 4232 \text{ м}^3/\text{год}$$

Визначимо потужність вентилятора

$$N = \frac{k \cdot L \cdot \Delta P_n}{\eta_v \cdot \eta_{\text{пр}} \cdot 3.6 \cdot 10^6} [\text{кВт}], \quad (10.11)$$

де k – коефіцієнт запасу, $k = 1,05..1,5$;

L – видатність вентиляції, $\frac{\text{м}^3}{\text{год}}$;

ΔP_n – втрати тиску в мережі повітроводів;

приймаємо для робочої вентиляції:

– високонапірні вентилятори ($2900 < \Delta P_n < 4500$) Па;

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

η_v – КПД вентилятора, $\eta_v = 0,6..0,8$; приймаємо $\eta_v = 0,7$;

$\eta_{пр}$ – КПД приводу при клиноременній передачі $\eta = 0,95$.

$$\text{припливна} - N = \frac{1.2 \cdot 1056 \cdot 3000}{0.7 \cdot 0.95 \cdot 3.6 \cdot 10^6} = 1.6 \text{ кВт}$$

$$\text{витяжна} - N = \frac{1.2 \cdot 1584 \cdot 3000}{0.7 \cdot 0.95 \cdot 3.6 \cdot 10^6} = 2.4 \text{ кВт}$$

$$\text{аварійна} - N = \frac{1.2 \cdot 4232 \cdot 3000}{0.7 \cdot 0.95 \cdot 3.6 \cdot 10^6} = 6.4 \text{ кВт}$$

Приймаю для аварійної вентиляції відцентровий вентилятор ВЦ 4-70 №5 (1,5/1500 ВЗ); для припливної вентиляції вентилятор ВЦ 4-70 №3,15 (0,25/1500 ВЗ), для витяжної вентиляції вентилятор ВЦ 4-70 №3,15 (0,25/1500 ВЗ).

Освітлення

У приміщеннях машинних і апаратних відділень холодильних установок передбачають наступні види штучного освітлення: робоче, аварійне і місцеве (для ремонту, огляду і т. п.).

Освітленість робочих поверхонь в машинних і апаратних відділеннях, що створюється робочим освітленням, повинна складати не менше, 75 лк при використанні ламп накаливання або не менше 150 лк при використанні люмінесцентних ламп .

Освітленість приладів контролю повинна складати не менше 300 лк при використанні будь-яких ламп.

Окрім робочого освітлення, в приміщеннях машинних і апаратних відділень передбачають аварійне освітлення від незалежного джерела, що автоматично включається при відключенні основного джерела освітлення. У машинних відділеннях автоматизованих хладонових установок аварійне освітлення може не передбачатися.

Для місцевого освітлення при огляді, ремонті і очищенні внутрішніх порожнин машин і апаратів аміачних холодильних установок застосовують переносні світильники у вибухозахищеного виконання напругою не вище 12В.

Розрахунок освітлення

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розміри приміщення $A \times B \times H = (24 \times 4 \times 5.5)$ м. Світильники прийняті у вибухозахищеному виконанні; лампи – люменісцентні; система освітлення – загальна.

Визначимо відстань, між центрами світильників виходячи з умови

$$\frac{L}{H_p} = 1.5 \Rightarrow L = 1.5 \cdot H_p, \text{ м}$$

$$L = 2.8 \cdot 1.5 = 4.2 \text{ м}$$

Визначимо кількість світильників

$$N = \frac{A \cdot B}{L^2} \text{ [шт]}, \quad (10.12)$$

$$N = \frac{24 \cdot 4}{4.2^2} = 5.44 = 6 \text{ шт}$$

Визначимо світловий потік одного світильника

$$\Phi = \frac{E_n \cdot k \cdot z \cdot S \cdot 100}{N \cdot \eta} \text{ [лм]}, \quad (10.13)$$

де E_n – нормована мінімальна освітленість, $E_n = 150$ лк [7];

k – коефіцієнт запасу, $k = 1.5$;

z – коефіцієнт нерівномірності освітлення, $z = 1.1$;

S – площа приміщення, $S = 12 \cdot 9 = 108 \text{ м}^2$;

η – коефіцієнт використання світлового потоку залежить від: КПД та кривої розподілення сили світла світильника, коефіцієнту відбиття від стелі та стін ($\rho_{\text{ст}}$, $\rho_{\text{п}}$), висоти підвісу світильників над робочей поверхнею, показника приміщення: $i = \frac{A \cdot B}{H_p \cdot (A + B)} = \frac{24 \cdot 4}{2.8 \cdot (24 + 4)} = 1.22$ тоді приймаємо $\eta = 33$ [7].

$$\Phi = \frac{150 \cdot 1.5 \cdot 1.1 \cdot 96 \cdot 100}{6 \cdot 33} = 12000 \text{ лм}$$

Компонуємо світильник:

Беремо 6 ламп марки ЛДЦ40 зі світловим потоком однієї лампи 2100 лм.

Знаходимо сумарний світловий потік одного світильника $\Sigma \Phi = 12600$ лм.

Припустимо відхилення у розрахунку $(-10\% \div +20\%)$.

$$\Delta = \frac{|\Phi - \Sigma \Phi|}{\Phi} \cdot 100\% = \frac{|12000 - 12600|}{12000} \cdot 100\% = 5\%$$

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Потужність освітлювальної установки

$$P = N \cdot n \cdot p \text{ [Вт]}, \quad (10.14)$$

де n – кількість ламп у світильнику, $n = 6$ шт;

p – потужність лампи, $p = 40$ Вт;

$$P = 6 \cdot 6 \cdot 40 = 1440 \text{ Вт.}$$

Долікарська допомога у випадку отруєння аміаком та ураженні електричним струмом

Ураження електричним струмом

Перша долікарська допомога у нещасних випадках від електричного струму складається з двох етапів: звільнення потерпілого від дії струму та надання йому медичної допомоги.

Звільнення потерпілого від дії струму найбільш простий та правильний спосіб – це відключення відповідної частини електроустановки. Якщо відключення швидко зробити неможна через будь-які причини, при напрузі до 1000 В перерубати дроти сокирою з дерев'яною рукояткою або відтягнути потерпілого від струмопровідної частини, тримаючись за його одяг, якщо він сухий, відкинути від нього дріт за допомогою дерев'яної палиці та ін.

При напрузі більше 1000 В слід застосовувати діелектричні рукавиці, боти та в необхідних випадках ізолюючу штангу або ізолюючі кліщі, розраховані на відповідну напругу.

Заходи першої медичної допомоги потерпілому від електричного струму залежать від його стану. Якщо потерпілий у свідомості, але до цього був в непритомності або тривалий час знаходився під струмом, йому необхідно забезпечити повний спокій до прибуття лікаря або терміново доставити до лікувальної установи.

За відсутності свідомості, але диханні, що збереглося, і роботі серця потрібно рівно і зручно укласти постраждалого на м'яку підстилку, розстебнути пояс і одяг, забезпечити притоку свіжого повітря. Слід давати нюхати нашатирний спирт, окропляти потерпілого холодною водою, розтирати і зігрівати тіло.

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

В даному дипломному проєкті представлений проєкт розподільчого холодильника місткістю 1200 тонн в місті Одеса, для зберігання продуктів харчування.

В якості будівельного матеріалу для зовнішніх і внутрішніх стін використаний цегла. Матеріал ізоляції стін пенополеуретан Загальна площа холодильника становить 1700 м².

З метою зменшення початкових витрат на будівництво холодильника приймається стандартна сітка колон кроком 6х 6 м і будівельна висота 6 м.

Для зручності приймання і вивантаження продукції, здійснюваних електричний навантажувач Toyota 7FBMF20 вантажопідйомністю 2000 кг и з висоти підйому 4,7 м., Передбачається коридор шириною 4 м з виходами на автомобільну платформу через вестибюль.

Будівля холодильника складається з трьох камер:

-Камера №1 зберігається м'ясо ,температура в камері -20⁰С

-Камера №2 зберігається сир ,температура в камері +4⁰С

-Камера №3 зберігається овочі ,температура в камері +1⁰С

Застосовуваний холодильний агент - аміак. Система охолодження - безпосередня з примусовим рухом повітря.

У всіх камерах зберігання вантажів і експедиції використовуються високоефективні повітроохолоджувачі.

Встановлено один випарних конденсатор фірми Baltimore Aircoil марки VXC – 1050. Один лінійний ресивера Cooltech CTX LR 1500.

З охорони навколишнього середовища проєктом передбачається очищення стічних вод, роздільне зберігання твердих відходів в спеціальних контейнерах для подальшого вивезення за межі підприємства, раціональне використання і відтворення природних ресурсів, оздоровлення навколишнього природного середовища.

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Лагутин А. Е. Аппараты холодильных установок: Том 1, Учебное пособие, ОГАХ, 2003. – 141 с.
2. Мнацаканов Г.К. Основы проектирования холодильников: Учебное пособие, ОГАХ. 2004. – 70 с.
3. Чумак И.Г., Кочетов В.П. и др. Транспортировка и хранение тропических плодов: Учебное пособие. – Одесса. Рефпринтинфо, 2004.– 12 с.
4. Бояршинова Г. А. Проектирование холодильных установок / Г. А. Бояршинова. — М.: Колос, 2009. — 352 с.
5. Клепиков В. Ф. Холодильные установки и компрессоры: учебник / В. Ф. Клепиков. — М.: Академия, 2010. — 400 с.
6. Федорченко О. П. Промислові холодильні установки: навч. посібник / О. П. Федорченко. — К.: КНУТД, 2015. — 284 с.
7. Єфіменко В. М. Проектування холодильних систем і установок: навч. посіб. / В. М. Єфіменко, С. В. Кожухівський. — Одеса: ОНТУ, 2021. — 298 с.
8. ASHRAE Handbook – Refrigeration. — Atlanta: ASHRAE, 2018. — 842 p.
9. Guidelines on Refrigerant Management — United Nations Environment Programme (UNEP), 2020. — 96 p.
10. Bitzer Software and Product Catalog [Електронний ресурс]. — Режим доступу: <https://www.bitzer.de/>
11. Baltimore Aircoil Company – Product Selection Software. — [Електронний ресурс]. — Режим доступу: <https://www.baltimoreaircoil.com/>
12. Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament on fluorinated greenhouse gases. — Official Journal of the European Union, 2014.
13. Коваленко А. С. Системи холодопостачання: навч. посібник / А. С. Коваленко. — Харків: ХНУМГ, 2019. — 260 с.

					КРБ.ХУКП.1.576-03.2.4	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		