

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



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

На тему: «Дослідження та оптимізація конденсатора-випарника каскадної холодильної машини, що працює на натуральних робочих речовинах»

Здобувача Псатія А.О.
(прізвище, ініціали)

2маг курсу ХМ-161м групи

Керівник доц. Зімін О.В.
(посада, прізвище та ініціали)

Консультанти: проф. Морозюк Л.І.
(посада, прізвище та ініціали)

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від ___ _____ 2023 р., протокол № ___

Завідувач кафедри ХУКП _____

Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2023 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ФАКУЛЬТЕТ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ТЕХНІКИ ТА ІНЖЕНЕРНОЇ МЕХАНІКИ

Кафедра Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти Магістр
Спеціальність 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма Холодильні машини, установки
і кондиціонування повітря»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ХУКП

д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

«__» ____ 2023 року

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Псатія Анатолія Олександровича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження та оптимізація конденсатора-випарника каскадної
холодильної машини, що працює на натуральних робочих речовинах

керівник роботи к.т.н., доц. Зімін Олексій Вячеславович

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від 31 жовтня 2022 року № 784-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 04 грудня 2023 року

3. Вихідні дані до роботи: Кожухотрубний конденсатор-випарник з гладкими
трубами та оребреними трубами, пластинчатий конденсатор-випарник

4. Перелік питань, які потрібно розробити:

Провести аналіз літературних джерел та вивчити існуючі типи основного теплообмінного
обладнання Вивчити загальні положення та методи розрахунків основного теплообмінного
Обладнання. Виконати теплові розрахунки різних типів конденсаторів-випарників: кожухотрубного
з гладкими трубами, з оребреними трубами, пластинчатого конденсатора. Аналіз одержаних
результатів. Загальні висновки. Охорона праці

5. Перелік графічного матеріалу:

Презентація Power Point (11 слайдів)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	проф. Морозюк Л.І.		

7. Дата видачі завдання _____ 30.11.2022 _____

Керівник _____ доц. Зімін О.В.
Завдання прийняв до виконання _____ Псатій А.О.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Вивчення технічного завдання	5 днів	
2	Огляд і аналіз літератури	30 днів	
3	Розробка схемно-циклового рішення об'єкта	10 днів	
4	Енергетичні розрахунки елементів об'єкта	15 днів	
5	Розробка графічних моделей	10 днів	
6	Адаптація методів дослідження до практичного застосування	20 днів	
7	Аналіз результатів досліджень	8 днів	
8	Оформлення пояснювальної записки	5 днів	
9	Обговорення та затвердження результатів роботи	5 днів	
10	Підготовка матеріалів роботи до захисту	5 днів	

Здобувач-дипломник _____

(підпис)

Псатій А.О.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____

(підпис)

Зімін О.В.

(прізвище та ініціали)

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 доброчинності

Здобувач-дипломник _____

Псатій А.О.

(ПІБ)

(підпис)

ЗМІСТ

1. ВСТУП.....	5
1.1 Типи основного теплообмінного обладнання.....	8
1.1.1. Класифікація конденсаторів.....	8
1.1.2. Класифікація випарників.....	14
1.1.3. Удосконалення кожухотрубних випарників.....	18
1.2 Методика розрахунків.....	20
1.2.1. Графоаналітичний метод розрахунку.....	20
1.3 Загальні положення про визначення коефіцієнтів тепловіддачі.....	22
1.3.1. Тепловіддача при конденсації холодильних агентів.....	22
1.3.2. Розрахунок тепловіддачі при кипінні холодильних агентів.....	26
1.4 Загальні положення конструктивного розрахунку теплообмінних апаратів.....	33
1.4.1. Методика теплового, конструктивного й гідравлічного розрахунків горизонтального кожухотрубного конденсатора.....	34
1.4.2. Методика теплового, конструктивного і гідравлічного розрахунків пластинчастого конденсатора.....	38
1.4.3. Методика теплового, конструктивного і гідравлічного розрахунків горизонтального кожухотрубного випарника затопленого типу.....	44
1.4.4. Пластинчасті випарники.....	48
2. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА.....	49
2.1 Тепловий розрахунок циклу.....	49
2.2 Розрахунок кожухотрубного конденсатора-випарника з гладкими трубами.....	58
2.3 Розрахунок кожухотрубного конденсатора-випарника з оребреними трубами.....	61
2.4 Розрахунок пластинчастого конденсатора-випарника.....	66
3. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	71
4. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	75
4.1 Класифікація виробництва за мірою вибухової, вибухово-пожежної, і пожежної небезпеки.....	76
4.2 Розрахунок і підбір запобіжного клапану.....	77
4.3 Методи виявлення витoku холодильного агента.....	78
4.4 Класифікація приміщень за мірою небезпеки поразки електричним струмом.....	79
4.5 Протипожежна безпека.....	82
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	88

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Псатій А.О.			Дослідження та оптимізація конденсатора-випарника каскадної холодильної машини, що працює на натуральних робочих речовинах	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		Зімін О.В.					3	87
Реценз.						ХМ-161м		
Н. Контр.								
Затверд.								

Анотація

В роботі розглянуті нові конструкції теплообмінних апаратів, що забезпечують як високу ефективність, так і експлуатаційну надійність всієї машини. Це в першу чергу відносяться до конструкційних матеріалів, хімічної і міцнісної взаємодії з низькотемпературними робочими речовинами, і геометрії теплообмінної поверхні, що визначає якість теплообміну і масогабаритні показники апарату.

Проведено дослідження конструкції конденсатора-випарника великої каскадної холодильної машини з R717 і R744 в якості робочих речовин. Виявлено особливості тепловіддачі при фазових перетвореннях речовин - кипіння R717 і конденсації R744 при вимушеному русі потоків всередині труб і каналів і у вільному обсязі. Оцінено можливість інтенсифікації теплообміну шляхом оребрення відповідної поверхні.

Annotation

In this work the new design of heat exchangers, providing both high performance and reliability of the whole machine. This is primarily related to construction materials, chemical and strength interaction with low-temperature working medium, and the geometry of the heat exchange surface, which determines the quality of heat transfer and mass and size indices apparatus.

The study design of the condenser-evaporator large cascade refrigeration machine with R717 and R744 as working substances. Peculiarities of heat transfer during phase transformations of substances - R717 boiling and condensation of R744 in a forced flow movement inside the pipes and canals and in the void volume. Evaluated the possibility of heat transfer through the fins of the corresponding surface.

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ВСТУП

Для отримання низьких температур, крім багатоступінчастих машин, застосовують каскадні холодильні машини. Вони являють собою систему з декількох холодильних машин-каскадів, що працюють в різних температурних межах і як правило з різними холодильними агентами. У кожному каскаді окрему відбувається свій холодильний цикл, який може бути одно - або двоступінчастим. Сполучними ланками окремих каскадів служать теплообмінні апарати конденсатори-випарники. Для одного каскаду такий апарат, виконує роль випарника, а для іншого, що працює на рівні більш низьких температур - роль конденсатора.

Застосування каскадних холодильних машин доцільне при використанні різних холодильних агентів в окремих каскадах. При отриманні дуже низьких температур застосування одного холодильного агента часто виявляється недоцільним, якщо це вимагає великого вакууму у випарнику, а іноді й неможливим, якщо температура замерзання агента недостатньо низька.

Конденсатор-випарник застосовується в каскадних холодильних машина для конденсації холодоагенту, що циркулює в нижньому каскаді, іншим холодоагентом, що циркулюють у верхньому каскаді. В якості холодоагенту в нижньому каскаді зазвичай застосовується R744, етан, етилен, а у верхньому - R717, R290, пропілен. У дійсних умовах в конденсаторі-випарнику каскадної машини спостерігається різниця температур, і вона термодинамічно менш досконала, ніж багатоступінчаста. Тому каскадну холодильну машину слід застосовувати тільки там, де потрібно використання різних робочих речовин для роботи в неоднакових інтервалах температур.

Каскадні холодильні машини, що працюють на нових робочих речовинах, повинні бути укомплектовані новими конструкціями теплообмінних апаратів, що забезпечують як високу ефективність роботи, так і експлуатаційну надійність всієї машини. Ці вимоги в першу чергу відносяться до конструкційних матеріалів, визначальними є хімічна і

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

міцнісна взаємодія з низькотемпературними робочими речовинами, а також геометрії теплообмінної поверхні, що визначає якість теплообміну і масогабаритні показники апарату.

Актуальність теми

Високі вимоги до ефективності, компактності та надійності теплообмінних апаратів в сучасних установках низькотемпературної техніки в поєднанні з новими технологічними досягненнями дозволили створити більш ефективні конструкції теплообмінних апаратів, які, вимагають нового підходу до проектування систем.

До особливого типу парокомпресійних холодильних машин відносяться каскадні машини, що працюють з робочими речовинами R717 і R744. Конструкція кожухотрубного конденсатора-випарника є надійною, але за масогабаритними характеристиками поступаються новим типам теплообмінників. Тому при вдосконаленні каскадної машини необхідно в першу чергу звернути увагу на покращення конструкції конденсатора-випарника. У зв'язку з цим тема роботи є актуальною оскільки дозволяє спроектувати каскадну холодильну машину з раціональними теплообмінними апаратами.

Мета і завдання дослідження

Каскадні холодильні машини, що працюють на нових парах робочих речовин, повинні бути укомплектовані новими конструкціями теплообмінних апаратів, що забезпечують як високу ефективність роботи, так і експлуатаційну надійність всієї машини. Ці вимоги в першу чергу відносяться до конструкційних матеріалів, визначальними є хімічна взаємодія з низькотемпературними робочими речовинами, і геометрії теплообмінної поверхні, що визначає якість теплообміну і масогабаритні показники апарату.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Проектування трьох моделей конденсатора-випарника;
- Розробка методів дослідження інтенсивності теплопередачі;
- Теоретичні дослідження процесів теплопередачі;
- Оцінка ефективності досліджених апаратів;
- Порівняльний аналіз.

Об'єкт дослідження

Об'єкт дослідження - конденсатор-випарник каскадної холодильної машини.

Методи дослідження

Методи дослідження - теоретичні розрахунки процесів тепловіддачі та порівняльний аналіз.

Теоретична цінність роботи, наукова новизна

Створюються інженерні методики розрахунку різних конструкцій конденсаторів-випарників.

Фактологічна основа

Вивчення процесів фазових перетворень в трубах і каналах різної форми з використанням підручників, навчальних посібників, статей у періодичній літературі, каталогів заводів-виробників, що випускають каскадні холодильні машини.

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.1 Типи основного теплообмінного обладнання

1.1.1. Класифікація конденсаторів

У конденсаторах холодильних установок перегріті пари холодоагенту, що надходять з компресора, охолоджуються до температури насичення та, конденсуючись, переходять у рідкий стан. Тепло перегріву, конденсації і переохолодження холодоагенту відводиться навколишнім середовищем.

Залежно від виду навколишнього середовища конденсатори поділяються на чотири групи:

- конденсатори з водяним охолодженням;
- конденсатори з водоповітряним охолодженням;
- конденсатори з повітряним охолодженням;
- конденсатори з охолодженням киплячим холодоагентом.

За характером протікання процесів конденсації холодоагенту конденсатори поділяються на дві групи:

- апарати з конденсацією холодоагенту на зовнішній поверхні теплообміну;
- апарати з конденсацією холодоагенту на внутрішній поверхні теплообміну.

За характером омивання поверхні охолодним середовищем конденсатори поділяються на три групи:

- конденсатори з природною циркуляцією охолоджувального середовища;
- конденсатори з примусовою циркуляцією охолоджувального середовища;
- конденсатори зі зрошенням охолоджувального середовища.

Горизонтальні кожухотрубні конденсатори.

Апарати цього типу мають найширше застосування в холодильних установках великої і середньої продуктивності.

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На рис. 1.1 показано загальний вигляд кожухотрубного конденсатора.

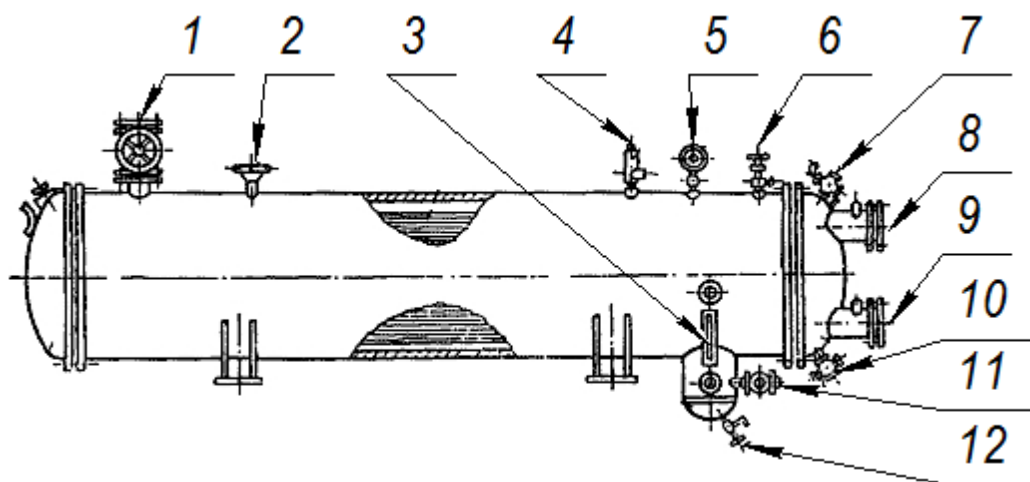


Рис.1.1. Горизонтальний кожухотрубний конденсатор:

1 – патрубок для входу холодильного агенту; 2 – патрубок для зрівнювальної лінії; 3 – вікно рівня рідкого холодоагенту; 4 – запобіжний клапан; 5 – манометр; 6 – вентиль для випуску повітря із між трубного простору; 7 – вентиль для випуску повітря з трубного простору; 8 – патрубок для входу води; 9 – патрубок для виходу води; 10 – вентиль для зливу води; 11 – патрубок для виходу холодоагенту; 12 – вентиль для випуску мастила.

Гарячі пари холодоагенту з компресора надходять у верхню частину обичайки апарата і заповнюють між трубний простір. Пари холодоагенту конденсуються на зовнішній поверхні суцільнотягнутих труб, розвальцьованих або вварених у трубних гратках. Рідкий холодоагент з нижньої частини апарата направляється в лінійний ресивер. Охолоджувальна вода проходить всередині труб конденсатора. Апарат з двох боків закритий кришками. До прохідної кришки приварені вхідний і вихідний патрубки. Тут також вкручені крани для зливу води і випуску повітря з трубного простору при заповненні системи водою. У кришках апарата є внутрішні перегородки, які формують необхідну кількість ходів по воді. До корпусу обичайки

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

приварено патрубки для приєднання вирівняльної лінії і трубопроводу для відведення пароповітряної суміші до повітровіддільника. На апараті встановлено: запобіжний клапан, манометр та вікно рівня рідкого холодоагенту. До нижньої частини апарата приварений мастильний відстійник, з якого періодично випускають мастило.

Конденсатори пластинчастого типу.

Конденсатори пластинчастого типу складаються з напіврозбірного або зварного пакета прямокутних штампованих пластин з гофрами різного профілю, які утворюють систему поперемінних паралельних каналів для води і агента.



Рис. 1.2. Пластина конденсатора

Головним вузлом конденсатора є теплопередавальні пластини з різною модифікацією формоутворюючих гофр. Загальний вигляд пластини типу 0,6 при складанні з прокладками при куті перетинання гофр, що утворюють форму "ялинки", наведено на рис. 1.2. Пластини набираються в пакет таким

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

чином, що кожна наступна пластина повернена на 180° відносно суміжних, що створює рівномірну сітку перетинання і взаємних точок опір вершин гофр. Між кожною парою пластин для робочого середовища утворюється щілиноподібний канал складної форми. Такі канали дістали назву сітчастопоточних. Рідина у таких каналах здійснює просторовий тривимірний рух при інтенсивній турбулізації потоку. Особливістю цих каналів, за винятком ділянок входу і виходу, є те, що сумарна площа їх поздовжнього перерізу залишається постійною за всією його довжиною. Розташування колекторних отворів на кутах пластини типу 0,6 для входу і виходу робочого середовища однобічне. Для інших типів пластин можливе діагональне розташування отворів для входу і виходу робочого середовища. Пластини для апаратів штампують з листового металу необхідної товщини. Гофри пластин Рис 1.2. Пластина типу 0,6 мають профіль трикутника з основою 18 і висотою 4,5 мм. Вони розташовані під кутом 120° один до одного.

До допоміжних елементів пластинчастих апаратів можна віднести: рами, затискні механізми, секційні натискні плити. Рама (станина) виконує функцію конструкції, яка несе основні і допоміжні елементи пластинчастого апарата.

Залежно від типу рами визначається виконання складання апарата. Так, у конструкціях малих типорозмірів (виконання 1) відсутній консольний передній стояк. Цей тип складання широко використовується в апаратах розбірного типу, призначених для харчової промисловості. Загальний вигляд пластинчастого апарата на одно опірній рамі (виконання 2), застосовуваній для напіврозбірного односекційного пластинчастого конденсатора, приведений на рис. 1.3.

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

одна до одної. Для ущільнення попарно зварених пластин при складанні апарата використовуються прокладки з гуми або інших еластичних матеріалів. Для виготовлення гумових прокладок використовуються різні види каучуку. Ці матеріали мають обмежену теплову і корозійну тривкість, у зв'язку з чим прокладки є найменш зносостійкими елементами напіврозбірного апарата.

Кожна пара пластин підвішується на верхню штангу і може пересуватися вздовж її при складанні і розбиранні апарата. Розбірні канали для води, утворені двома парами зварних пластин, ущільнюються прокладками. Кожна пластина має прокладки двох призначень: велику контурну прокладку, що обмежує зовнішній канал для води, і дві малі кільцеві прокладки для прохідних кутових отворів входу і виходу охолодної води. Форма паза під прокладки розбірних каналів має вигляд шестикутника. У замкнених каналах зазначеної конструкції прокладки самоущільнюються. Поверхня пластин гофрована. У поперечному перерізі гофри можуть мати різний профіль (рівнобічного трикутника, синусоїди і т. д.). По кутах пластини розташовані чотири отвори з великим прохідним перерізом. Ці отвори утворюють при складанні апарата поздовжні колекторні канали. При попарному зварюванні пластин заварюють кромки тільки двох кутових отворів. Два інші отвори утворюють вхід і вихід агенту у нерозбірний канал. Пластини складають в пакет таким чином, щоб вершини гофр на сполучених пластинах були повернені у протилежні сторони.

Кінцеві пластини розміщуються по кінцях секції і прилягають до роздільних або натискних плит. Кінцеві пластини не несуть повного теплового навантаження, бо омиваються робочим середовищем (холодоагентом) тільки з одного боку. Таким чином, після складання і стиснення пластин в апараті утворюються дві системи поперемінних герметичних каналів: одна - для холодоагенту, що конденсується, інша - Для холодної води.

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Проблема відкладів мастила і водянника каменю, яку часто називають головною для водоохолоджуваних теплообмінників, для пластинчастих апаратів розв'язується значно простіше. Висока турбулентність потоку у щільних каналах пластинчастого апарата зводить до мінімуму утворення більшості відкладів на його поверхні. При необхідності механічного очищення на стороні води ці типи апаратів легко розбираються і складаються. Порівняльні експериментальні дані з відкладів водяного каменю на поверхні пластинчастого і трубного апаратів показують, що термічний опір відкладів на пластинах вдвічі менший, ніж у трубних апаратах. Термічний опір відкладів на пластинах [2] при їх охолодженні водою з градирні складає усього лише 25 % від значень, рекомендованих стандартами. У зв'язку з цим при проектуванні пластинчастих апаратів рекомендується використати значення термічного опору відкладів, яке би не перевищувало 25 % від його значення для трубчастих апаратів.

Для охолодної води з низькою жорсткістю перспективним є застосування суцільнозварних конденсаторів пакетно-пластинчастого типу. У цьому апараті пластини зі сталі або титану зварюються у нерозбірний пакет. Для таких апаратів можливе лише хімічне очищення внутрішньої поверхні.

1.1.2. Класифікація випарників

Випарник - це теплообмінний апарат, в якому теплота відводиться від охолоджуваного середовища до холодоагенту. В холодильній техніці у випарниках середовища, які обмінюються теплом, безпосередньо не контактують. При передачі тепла між середовищами, розділеними стінкою, потоки речовин рухаються одночасно й безперервно. Такі теплообмінники називають *рекуператорами*.

Оскільки в рекуперативних теплообмінниках процес передачі теплоти здійснюється через поверхню розділу теплоносіїв, ці апарати називають також поверхневими.

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У випарниках, залежно від їх виду й призначення, застосовують такі типи поверхонь розділу між теплоносіями:

гладкі труби (у тому випадку, коли коефіцієнти тепловіддачі всередині й зовні труби однакові);

оребрені труби з оребренням на зовнішній поверхні (у тому випадку, коли $\alpha_{вн} > \alpha_{зн}$, і з оребренням усередині, труб, якщо $\alpha_{вн} < \alpha_{зн}$). Ребра можуть бути виконані разом з трубою, або ж бути з'єднаними з нею насаджуванням, паянням чи зварюванням. Ребра можуть мати форму кільцевих дисків з однаковою чи перемінною товщиною ребра, спіральних пластин або плоских листів, розміщених поперек чи вздовж всієї труби;

пластинчасті поверхні, які відрізняються від систем з гладкими або оребреними трубами досягненням високих значень об'ємних і масових показників у результаті створення компактних конструкцій каналів.

Незважаючи на можливу подібність функціонального призначення випарників їх конструкції, навіть у межах одного виду, істотно відрізняються.

Випарник є апаратом холодильних машин і установок, в якому робоча речовина кипить за рахунок теплоти, яка віднімається від охолоджуваного джерела. Пари холодильного агента, що утворилися при його кипінні, відсмоктуються компресором для подальшого їх використання у замкненому контурі установки.

Технологічне виконання застосованих у холодильній техніці випарників вельми різноманітне, тому вважаємо за доцільне скласти їх умовну класифікацію. *За призначенням* випарники можна поділити на такі групи:

випарники для охолодження технологічних рідин і холодоносіїв;
випарники для охолодження повітря і технологічних газів; випарники для конденсації агента в каскадних холодильних машинах. *За конструктивним виконанням і характером руху охолоджуваного середовища* випарники поділяють на:

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- кожухотрубні, кожухозмійовикові і пластинчасті, які працюють у схемах з закритою системою циркуляції охолоджуваної рідини;
- панельні, що працюють у схемах з відкритою системою циркуляції рідини;
- повітроохолоджувачі, що призначені для охолодження повітря при його вимушеному русі через апарат;
охолодні батареї, що призначені для охолодження повітря при природній конвекції.

За характером заповнення холодоагентом можна виділити:

- затоплені випарники (охолодні батареї, повітроохолоджувачі і пластинчасті випарники з нижньою подачею агенту, кожухотрубні і кожухозмійовикові з кипінням агенту в між-трубному просторі);
- незатоплені випарники (зрошувальні, кожухотрубні з кипінням агенту в трубах, а також охолоджувані батареї, повітроохолоджувачі і пластинчасті випарники з верхньою подачею агенту).

Кожухотрубні випарники затопленого типу.

Кожухотрубні випарники затопленого типу використовуються в установках середньої і великої продуктивності. У цих апаратах холодоносії охолоджується при русі в трубах, а холодоагент кипить на їх зовнішній поверхні.

Принципової конструктивної різниці між фреоновими та аміачними апаратами немає. Відміна їх полягає в обранні типу і матеріалу теплопередавальної поверхні.

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

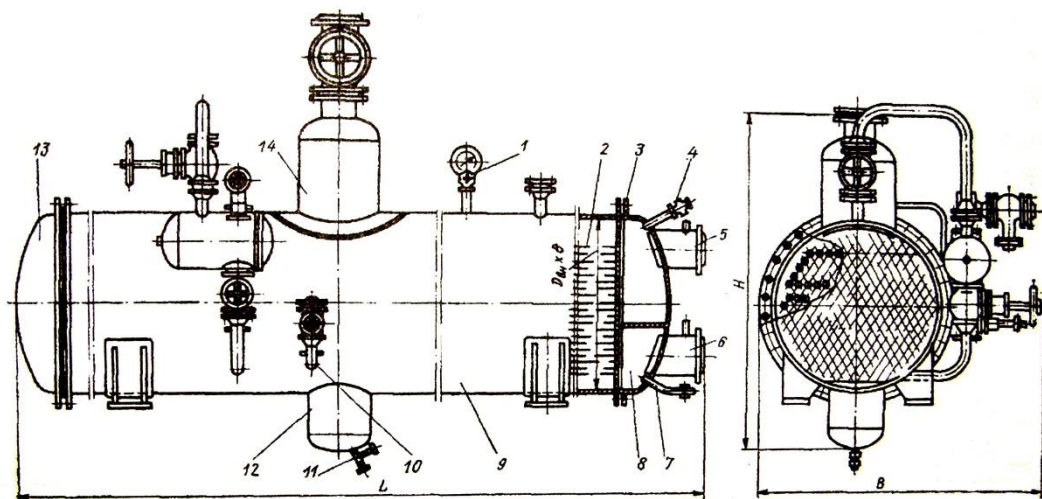


Рис. 1.4. Амiачний кожухотрубний випарник

1 – манометр; 2 – труби; 3 – трубні ґратки; 4 – випуск повітря; 5, 6 – вихід і вхід холодоносія; 7 – випуск холодоносія; 8, 13 – кришки; 9 – корпус; 10 – вхід амiаку, 11 – випуск мастила; 12 – мастильний відстійник; 14 – сухопарник.

Кожухотрубний випарник являє собою горизонтально розташований циліндричний кожух (обичайку), до якого з обох боків приварено трубні ґратки з отворами. В отворах розвальцьовані або уварені труби. З торців апарата кришки з прокладками приєднуються болтами до фланців трубних ґраток. У кришках апаратів розташовані перегородки, які забезпечують багатоходовий рух розсолу. Звичайна кількість ходів за теплоносієм береться парною і складає 4 - 12. Холодоносій (розсіл) надходить у труби через нижній патрубок, розташований на передній кришці апарату. Вихід розсолу здійснюється через верхній патрубок апарату. На одній з кришок розташовані отвори для приєднання верхнього крана для випуску повітря і нижнього крана для зливу розсолу при спорожненні системи.

Парорідинна суміш від регулювального вентиля у міжтрубний простір апарата підводиться знизу. У верхній частині обичайки амiачного випарника приварений сухопарник, через який здійснюється відсмоктування пари, а в її нижній частині - мастильний відстійник. На мастильному відстійнику розташований вентиль для випуску мастила. Пучок труб заповнює обичайку

									Арк.
									17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24

не повністю. Верхня частина апарата вільна від труб. На обичайці розташовані отвори під штуцери для встановлення манометра і приладів автоматики.

Важливим конструктивним параметром кожухотрубних випарників є відношення довжини обичайки апарата до його діаметра L/D . Збільшення параметра L/D знижує сумарну масу апарата через меншу масу обичайки, кришок і фланців.

1.1.3. Удосконалення кожухотрубних випарників

Недостатня тепловіддача з боку парів холодоагенту може бути скомпенсована розвитком газового боку поверхні теплообміну шляхом виконання на ній оребрення різних типів: з поперечними ребрами, круглими або прямокутними. Схеми можливого виконання поперечного оребрення показані на рис. 1.4. Ступінь збільшення поверхні теплообміну з оребреного боку трубки характеризується коефіцієнтом оребрення, причому його величина може складати 2.5 ... 20. Приблизно в стільки ж разів збільшується коефіцієнт теплопередачі, віднесений до поверхні гладкої трубки, це веде до зменшенням розрахункової поверхні теплообміну, тобто до зменшенням числа труб.

Переваги оребреної поверхні нагрівання перед гладкотрубним:

- Коефіцієнт теплопередачі збільшується до 50%;
- Витрата труб скорочується до 50%;
- Загальна вага теплообмінників знижується на 30-40%.

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

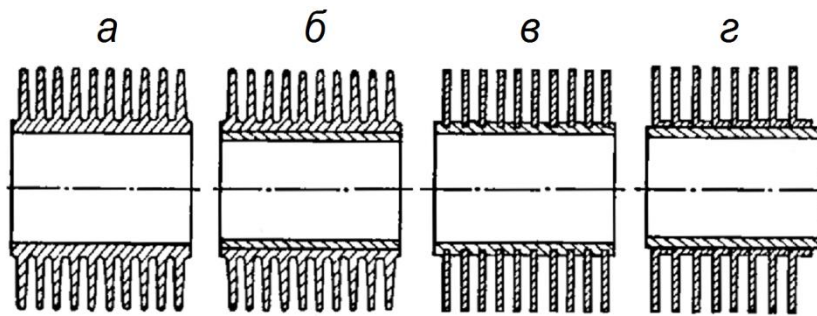


Рис. 1.5. Схеми виконання поперечного оребрення.

а – монометалічна трубка з накатними ребрами, б – біметалічна трубка з накатними ребрами, в – монометалічна трубка з ребрами, навитими в канавку, г – монометалічна трубка з ребрами, навитими з L-образної стрічки.

Застосування оребрення має і негативні наслідки: збільшення складності виробництва і вартості трубок, ускладнення збірки теплообмінника, посилення забрудненості з боку оребрення при практичній неможливості її чищення, збільшення обсягу трубного пучка і гідравлічного опору з боку оребрення. Остання частково компенсується виконанням трубок з овальним перетином, витягнутим по ходу обтікаючого трубу теплоносія.

Утворення на внутрішній поверхні трубок відкладень мінерального походження може бути обмежене зменшенням теплопередачі. Виниклі мінеральні та органічні відкладення видаляються механічної та хімічної чисткою. Проблема корозії трубок вирішується підбором більш стійких матеріалів з урахуванням місцевих особливостей складу мінеральних солей, розчинених у охолоджуючої води. Оребрені труби останнім часом виготовляють з алюмінію. Це в свою чергу суттєво зменшує вагу теплообмінних апаратів.

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2 Методика розрахунків

1.2.1. Графоаналітичний метод розрахунку

Сутність цього методу полягає в тому, що розрахункову площу поверхні апарата, зовнішню F_{3H} чи внутрішню F_{BH} , визначають за рівняннями, в яких щільність теплового потоку визначена графоаналітичним методом:

$$F_{3H} = Q / q_{F3H}, m^2; F_{BH} = Q / q_{FBH}, m^2, \quad (1.1)$$

де Q — теплове навантаження апарата, Bm ; q_F — щільність теплового потоку, яку віднесено до внутрішньої чи зовнішньої поверхні, Bm/m^2 .

Розглянемо випадок теплопередачі через плоску стінку. Для визначення до будують залежності щільності теплового потоку від теплового середовища до стінки

$$q_F = \alpha_T (t_{TCEP} \cdot t_W);$$

і від стінки до холодного середовища

$$q_F = \left(\frac{\lambda_{CT}}{\delta_{CT}} + \alpha_X \right) (t_W - t_{XCEP});$$

де t_{TCEP} , t_{XCEP} , t_W — відповідно середні температури теплового і холодного потоків теплоносіїв і середня температура стінки апарата; λ_{CT} і δ_{CT} — відповідно, коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки і товщина стінки.

У координатах θ_{CEP} — q_F будують графіки залежностей щільності теплових потоків від середніх значень окремих температурних напорів $\delta t_T = (t_{TCEP} \cdot t_W)$ і $\delta t_X = (t_W - t_{XCEP})$, враховуючи, що їх сума $(\delta t_T + \delta t_X) = \theta_{CEP}$.

Для випадку теплопередачі через гладку чи оребрену поверхню труб до мають бути віднесені до однієї з поверхонь, внутрішньої або зовнішньої. Залежно від вигляду функцій $q_F = f(\delta t_T)$ та $q_F = f(\delta t_X)$, лінійні або квадратичні, визначають порядок побудови графіків (рис. 1.6).

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

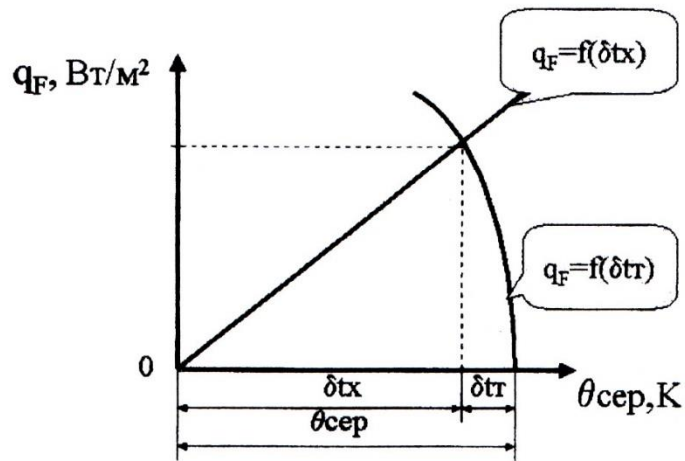


Рис. 1.6. Графоаналітичний розрахунок

Нехай залежність $q_F = f(\delta t_T)$, лінійна, тоді для її побудови досить задати одне значення температури поверхні t_W в інтервалі $0 < \delta t_x \leq \theta_{сеп}$. Для прийнятого значення температури t_W відшуковують значення q_F і точку розташування на графіку $\theta_{сеп} - q_F$. Через початок координат і одержану точку будують пряму $q_F = f(\delta t_x)$. Нехай залежність $q_F = f(\delta t_T)$ нелінійна. У цьому випадку для її побудови необхідно задатися кількома значеннями температур t_W в інтервалі $0 < \delta t_T \leq \theta_{сеп}$. Для прийнятих значень температур t_W знаходять відповідні значення q_F і будують графік залежності $q_F = f(\delta t_T)$, беручи за початок координат протилежну точку осі абсцис.

Точка перетину графіків $q_F = f(\delta t_T)$ і $q_F = f(\delta t_x)$, відповідає стаціонарності режиму роботи апарата і визначає дійсну величину щільності теплового потоку q_F і температурні напори на теплому δt_T і холодному δt_x боках апарата.

Площу поверхні апарата визначають за залежністю (1.1).

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.3 Загальні положення про визначення коефіцієнтів тепловіддачі

1.3.1. Тепловіддача при конденсації холодильних агентів

Для існуючих конструкцій конденсаторів, що застосовуються у сучасних холодильних установках, можна виділити такі умови конденсації холодильних агентів:

- на пучках гладких горизонтальних труб;
- на пучках оребрених горизонтальних труб;
- на пучках гладких вертикальних труб;
- всередині вертикальних труб і каналів;
- всередині горизонтальних труб і каналів;
- всередині змійовиків;
- при наявності в агенті неконденсованих газів.

В основу всіх розрахункових залежностей за оцінкою коефіцієнтів тепловіддачі покладено формулу Нуссельта, здобуту аналітично для плівкової конденсації нерухомої пари на поверхні стінки

$$\alpha = C \cdot \left(\frac{r \rho^2 \lambda^3 g}{\mu \theta_0 L} \right)^{0.25}; \text{Вт}/(\text{м}^2 \text{К}), \quad (1.2)$$

де C — коефіцієнт, що дорівнює 0,728 для горизонтальної і 0,943 для вертикальної поверхонь; r — питома теплота пароутворення, Дж/кг; ρ — густина конденсату, кг/м³; λ — коефіцієнт теплопровідності конденсату, Вт/(мК); g — прискорення вільного падіння, м/с²; μ — коефіцієнт динамічної в'язкості конденсату, Па·с; θ_0 — різниця температур конденсації і стінки, К; L — визначальний розмір, м.

У конденсаторах холодильних установок мають місце порівняно невеликі різниці температур θ_0 , тому фізичні параметри холодоагентів у рівнянні (1.2) беруть при температурі конденсації. У випадку конденсації перегрітої пари у вираз (1.2) замість r підставляється різниця ентальпій агенту на вході і виході апарата — Δi .

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Конденсація на пучках гладких горизонтальних труб.

Ці умови характерні для аміачних кожухотрубних горизонтальних конденсаторів. Для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації агенту використовується формула

$$\alpha = 0.728 \left(\frac{\Delta i \rho^2 \lambda^3 g}{\mu \theta_0 L} \right)^{0.25} \cdot \psi_{II} \varphi_P, \quad (1.3)$$

де Δi — різниця ентальпій агенту на вході і виході апарата, Дж/кг; L — визначальний розмір для горизонтальних труб ($L = d_{3H}$) — зовнішній діаметр труби, м; ψ_{II} — коефіцієнт, що враховує вплив швидкості пари і натікання конденсату з верхніх рядів труб пучка на нижні; φ_P — коефіцієнт, що враховує швидкість пари у першому верхньому ряді.

При русі пари зверху вниз

$$\psi_{II} = n_{CEP}^{-0.167}, \quad (1.4)$$

де n_{CEP} — середня кількість труб по вертикалі для коридорного пучка і половина цієї кількості — для шахового пучка.

Для розрахунку n_{CEP} шахового пучка, розташованого у круглій обичайці, можна використати формулу

$$n_{CEP} = 1.0393 \cdot \left(\frac{S_1}{S_2} \right) \cdot \frac{\sqrt{\pi n}}{2}, \quad (1.5)$$

де n — загальна кількість труб, шт.; S_1 і S_2 — крок труб по горизонталі й вертикалі, м.

Коефіцієнт φ_P визначається з виразу

$$\varphi_P = 0.43 \frac{(\text{Re}'')^{0.12}}{(\text{Pr}'')^{-0.33}}. \quad (1.6)$$

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Числа Re'' і Pr'' визначаються за фізичними параметрами пари при температурі конденсації:

$$Re'' = \omega_0'' d_{3H} / \nu''; Pr'' = \nu'' / a''$$

де ω_0'' — швидкість пари у вузькому перерізі верхнього ряду, m/c ; d_{3H} — зовнішній діаметр труби, m ; ν'' — коефіцієнт кінематичної в'язкості пари, m^2/c ; a'' — коефіцієнт температуро-провідності пари, m^2/c .

При розрахунку ω_0'' , кількість труб верхнього ряду можна вважати рівною обчисленому значенню за рівнянням (1.5).

Конденсація на пучках оребрених горизонтальних труб.

Ці умови характерні для горизонтальних фреонових кожухотрубних і кожухозмійовикових конденсаторів. Для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі при конденсації агента використовується формула:

$$\alpha = 0.728 \left(\frac{\Delta i \rho^2 \lambda^3 g}{\mu \theta_0 L} \right)^{0.25} \cdot \Psi_{II} \Phi_P \Psi_P, \quad (1.7)$$

де Ψ_P — коефіцієнт, що враховує різницю умов конденсації на ребрах і міжреберних ділянках труби

$$\Psi_P = 1.3 \cdot \left(\frac{F_P \cdot E^{0.75}}{F_{3H}} \right) \left(\frac{d_0}{h_P} \right)^{0.25} + \frac{F_{MP}}{F_{3H}}, \quad (1.8)$$

де F_P і F_{MP} — відповідно площі вертикальних поверхонь ребер і горизонтальних поверхонь торців ребер і міжреберних ділянок на оребреній трубі завдовжки 1 метр, m^2 ; E — коефіцієнт ефективності ребра; $F_{3H} = F_P + F_{MP}$ — зовнішня поверхня оребреної труби завдовжки 1 метр, m^2 ; d_0 — діаметр при основі ребра, m ; h_P — умовна висота ребра, m .

Величини F_P , F_{MP} і h_P визначаються за геометричними параметрами оребреної труби:

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_p = 0.5\pi \cdot (D^2 - d_0^2) \cdot u^{-1}; F_{MP} = \pi d_0 \cdot (1 - \delta_0 / u) + \pi D \delta_T u^{-1};$$

$$h_p = \pi / 4 \cdot (D^2 - d_0^2) / D,$$

де D — діаметр ребра, м; u — крок ребер, м; δ_0 і δ_T — товщини ребра при основі на торці, м.

Коефіцієнт ефективності ребра для мідних труб з накатними ребрами можна вважати рівним $E = 1$.

Конденсація агенту всередині вертикальних щілинних каналів.

Ці умови характерні для конденсаторів пластинчастого типу.

Коефіцієнт тепловіддачі при конденсації холодоагенту у вертикальних щілинних каналах, з урахуванням поправки на вплив швидкості пари, визначаємо з виразу

$$\alpha = 1.15 \cdot \Pi \cdot \left(\frac{\Delta i \rho^2 \lambda^3 g}{\mu \theta_0 L} \right)^{0.25}; \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{К}), \quad (1.9)$$

де Π — поправочний коефіцієнт, що враховує вплив швидкості пари холодоагенту у щілинних каналах на коефіцієнт тепловіддачі при температурі конденсації:

$$\text{при } 1.2 \cdot 10^5 \leq \text{Re}' \leq 4.5 \cdot 10^6 \quad \Pi = 0.2 (\text{Re}')^{0.12} \cdot (\text{Pr}')^{-0.33};$$

$$\text{при } 4.5 \cdot 10^6 < \text{Re}' \leq 2.5 \cdot 10^7 \quad \Pi = 0.246 (\text{Re}')^{0.55} \cdot (\text{Pr}')^{-0.33},$$

де Pr' і $\text{Re}' = \omega' L / \nu'$ — числа Прандтля і Рейнольдса для пари холодоагенту; ω' — швидкість пари на вході у канал; L — зведена довжина каналу; Pr' , ν' — теплофізичні властивості пари холодоагенту взяті при температурі насичення.

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.3.2. Розрахунок тепловіддачі при кипінні холодильних агентів

Процеси пароутворення холодоагенту, що відбуваються у різних конструкціях випарників холодильних машин і установок, належать до таких видів процесів: кипіння у великому об'ємі; кипіння на пучках гладких та оребрених труб; кипіння всередині труб і каналів; кипіння у стічній плівці.

Теплообмін при кипінні холодоагентів на пучках гладких труб.

Умови кипіння холодоагенту в кожухотрубних випарниках затопленого типу значною мірою наближаються до умов кипіння у великому об'ємі. Але тут існують особливості, зумовлені дією процесів, які відбуваються на сусідніх трубах пучка. При кипінні на пучку гладких труб середні коефіцієнти тепловіддачі більші, ніж при кипінні агента на одиночній трубі. В апараті збільшенню інтенсивності процесу тепловіддачі сприяє турбулізуючий вплив бульбашок пари, що піднімаються з нижніх рядів труб пучка. В умовах роботи випарників холодильних установок при низьких значеннях температури кипіння і густини теплового потоку теплообмін на пучках гладких труб відбувається в зоні природній конвекції чи нерозвиненого кипіння для аміаку і в зоні нерозвиненого або перехідного режиму для фреонів.

Для узагальнення експериментальних даних з кипіння фреонів Г.М.Даніловою [6] був використаний метод подібності. У результаті було здобуто таке рівняння для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі:

$$\alpha_p = C_0 F(\pi) \cdot q_{3H}^{0.75} \cdot \left(\frac{R_z}{R_{z0}} \right)^{0.2}; \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}), \quad (1.10)$$

де $C_0 = 550 \cdot P_{KP}^{0.25} \cdot T_{KP}^{-0.875} \cdot M^{-0.125}$; P_{KP} — критичний тиск, МПа; T_{KP} — критична температура, К; M — молекулярна маса; $F(\pi)$ — деяка функція відношення тисків; $\pi = P_0 / P_{KP}$; P_0 — тиск насичення, при якому відбувається процес кипіння, МПа; q_{3H} — щільність теплового потоку, віднесена до

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зовнішньої поверхні труб, Bm/m^2 ; R_z — висота мікронерівностей поверхні нагріву, $мкм$; $R_{z0} = 1 мкм$.

Середній коефіцієнт тепловіддачі при кипінні аміаку на пучку труб діаметром $25 \div 38$ мм при кількості рядів труб по висоті пучка $6 \div 10$, в інтервалі температур кипіння $0 \div -30$ °С і щільності теплового потоку $q_{3H} = 1200 \div 12000 Bm/m^2$ визначається за формулою А В. Купріянової:

$$\alpha = 45 \cdot q_{3H}^{0.4} = 580 \cdot \theta^{0.667}; Bm/(m^2K) \quad (1.11)$$

де θ — різниця температур між температурами стінки труби і кипіння холодоагенту, °С; q_{3H} — щільність теплового потоку, віднесена до зовнішньої поверхні труб, Bm/m^2 .

Теплообмін при кипінні холодоагентів на пучках оребрених труб.

Коефіцієнти тепловіддачі при кипінні холодоагентів на пучках оребрених труб, що мають відстань між ребрами $u_p = 1 \div 3.5 мм$ і висоту ребер $h_p = 1 \div 3.5 мм$, вище, ніж на гладких трубах пучка. Ця обставина пояснюється тим, що умови зародження, росту і відриву парових бульбашок у міжреберній порожнині є сприятливішими. Тут кипіння виникає при меншому значенні щільності теплового потоку або при меншому значенні температурного напору між температурами насичення і стінки труби.

При кипінні чистих фреонів на пучках оребрених труб коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою:

$$\alpha = \alpha_E \cdot \varepsilon_{IP}, \quad (1.12)$$

де α_E — середній коефіцієнт тепловіддачі шестирядного пучка труб, $Bm/(m^2K)$; ε_{IP} — коефіцієнт, що враховує вплив кількості рядів труб за висотою пучка.

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На підставі експериментальних даних з шестирядними пучками труб промислових типорозмірів В.А.Дюндін запропонував таке рівняння для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі при кипінні фреону

$$\alpha_E = 32.6 \cdot q_{3H}^{0.45} \cdot (P_0 \cdot 10^{-5})^{0.25}; \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}), \quad (1.13)$$

$$\alpha_E = 568 \cdot \theta^{0.82} \cdot (P_0 \cdot 10^{-5})^{0.45}; \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}), \quad (1.14)$$

де q_{3H} і α_E — віднесені до повної оребреної поверхні; θ — різниця температур між температурами стінки труби і кипіння агенту, °С; P_0 — тиск насичення, при якому відбувається процес кипіння, Па. Ці рівняння здобуті при $\varepsilon_{IP} = 1^\circ\text{С}$, $t_0 = -30 \div +20^\circ\text{С}$ і $q_{3H} = 500 \div 9000 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

При узагальненні експериментальних даних з кипіння R22 на дев'ятирядному пучку труб з накатними ребрами ($h_p = 1.31 \text{ мм}$, $u_p = 1.26 \text{ мм}$, $d_{3H} = 13.7 \text{ мм}$), здобуто таке рівняння [6]

$$\alpha = 53.2 \cdot q_{3H}^{0.4} \cdot (P_0 \cdot 10^{-5})^{0.25}; \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}). \quad (1.15)$$

При узагальненні експериментальних даних з кипіння R22 на багаторядних пучках труб з накатними ребрами ($h_p = 1.54 \text{ мм}$, $u_p = 1.26 \text{ мм}$, $d_{3H} = 15.0 \text{ мм}$), А. А. Козирев дістав таке рівняння для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі

$$\alpha = 100 \cdot q_{3H}^{0.28} \cdot (P_0 \cdot 10^{-5})^{0.3} \cdot n^{0.2}; \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}). \quad (1.16)$$

Рівняння одержано при кількості горизонтальних рядів труб $n = 12; 24; 36$ і 48 ; $S/d_{3H} = 1.24$; $t_0 = -20 \div +10^\circ\text{С}$ і $q_{3H} = 1 \div 12 \text{ кВт}/\text{м}^2$.

Теплообмін при кипінні на трубах у стічній плівці агенту.

Тепловіддача рідини у плівці, стічної по горизонтальних і вертикальних трубах, залежить від щільності теплового потоку і його гідродинамічних характеристик.

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для фреонів при випаровуванні плівки, стічної по поверхні горизонтальних труб, можна використати таке рівняння для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі

$$\alpha_B = C \cdot \Gamma^{0.22} \cdot (S / d_{3H})^{0.48}; \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}), \quad (1.17)$$

де $C = 9800$ для R22, $\Gamma = V/(2Ln)$ — об'ємна густина зрошення, $\text{м}^3/(\text{см})$, V — об'ємна витрата рідини, $\text{м}^3/\text{с}$; L — довжина зрошуваної труби, м ; n — кількість труб у фронтальній перетині апарату, шт.

Формула (1.17) справедлива для щільності теплового потоку до початку кипіння.

Щільність теплового потоку, віднесена до зовнішньої поверхні і відповідна до початку кипіння агенту, визначається за формулою

$$q_{3H} = C_1 \cdot 10^6 \Gamma^{0.35} \cdot (S / d_{3H})^{0.76} \cdot (P_0 \cdot 10^{-5})^{0.43}; \text{ Вт}/\text{м}^2, \quad (1.18)$$

де $C_1 = 22,6$ для R22, P_0 — тиск кипіння, Па.

Для зони розвиненого кипіння у плівці коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою

$$\alpha_K = C_2 q_{3H}^{0.63} \cdot (P_0 \cdot 10^{-5})^{0.73}; \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}), \quad (1.19)$$

Формули (1.17 — 1.19) справедливі при $q_{3H} = 0.5 \div 25 \text{ кВт}/\text{м}^2$; $\Gamma = (0.3 \div 2.4) \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/(\text{м} \cdot \text{с})$; $(S / d_{3H}) = 1.1 \div 2.2$; $q_{3H} = 18 \text{ мм}$.

Коефіцієнт тепловіддачі для перехідного режиму можна визначити за інтерполяційною залежністю

$$\alpha_{\Pi} = \alpha_K \cdot (1 + \alpha_B / \alpha_K)^{0.5}; \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}). \quad (1.20)$$

Теплообмін при кипінні холодоагентів у трубах і каналах.

У результаті кипіння холодоагенту масовий вміст пари, що визначає структуру потоку, зростає за ходом його руху. При цьому можуть виникати різні режими течії парорідинної суміші: бульбашковий, розшарований,

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

кільцевий та дисперсний. На значення коефіцієнта тепловіддачі, крім гідродинаміки потоку, впливають фізичні властивості рідини, тиску, щільність теплового потоку, швидкість циркуляції агента, діаметр і довжина труби та її орієнтація у просторі.

Середній коефіцієнт тепловіддачі при кипінні аміаку у вертикальних трубах ($d_{BH}=41$ мм) і кільцевих каналах ($d_E=3; 7; 11$ мм) в умовах природної конвекції визначається за рівнянням Г. І. Малюгіна

$$\alpha = (27.3 + 0.04 \cdot t_0) \cdot q_{BH}^{0.45} \cdot d_{BH}^{-0.24}; \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}), \quad (1.21)$$

справедливим при $t_0 = -30 \div 0^\circ\text{C}$ і $q_{BH} = 1500 \div 14000 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Середній коефіцієнт тепловіддачі при кипінні R22 у плоских щілинних каналах заввишки до 1 м і завширшки ($\delta_{Щ} = 1 \div 4$ мм) можна визначити за залежністю Б.Б.Земського

$$Nu = 3.0(\text{Re}'')^{0.3} \cdot \text{Bo}^{0.33} \text{ при } 0.025 \leq \text{Re}' \leq 0.25; \quad (1.22)$$

$$Nu = 4.2(\text{Re}'')^{0.3} \cdot \text{Bo}^{0.33} (\text{Re}')^{0.2} \text{ при } 0.25 \leq \text{Re}' \leq 2.5; \quad (1.23)$$

де $Nu = \alpha d_E / \lambda'$; $\text{Re}'' = \omega'' d_E / \nu'$; $\text{Bo} = g \rho' d_E^2 / \sigma$ — критерій Бонда;

$\text{Re} = q d_E / (r \rho' \nu')$ — модифікований критерій Рейнольдса; $\omega'' = \omega_{CM} \cdot \beta$ —

приведена швидкість пари; $\omega_{CM} = \omega \{1 + x [(\rho' / \rho'') - 1]\}$;

$\beta = 1 / \{1 + [(1-x)/x] \cdot (\rho' / \rho'')\}$; $x = (x_{BX} + x_{ВИХ}) / 2$; $x_{ВИХ} = x_{BX} + 4qH / (r \omega \rho d_E)$;

$d_E = 2\delta_{Щ}$; $H = L_{ПР}$ — приведена довжина каналу.

Рівняння (1.22 — 1.23) узагальнюють результати експериментів при $q = 1 \div 20 \text{ кВт}/\text{м}^2$; тиску кипіння фреону $P_0 = 0.15 \div 0.91$ МПа; паровмісті на вході у канал $x_{BX} > 0$ та масовій швидкості холодоагенту $\omega \rho = 12 \div 1000 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$; приведений довжині каналу $H = 0.4 \div 0.8$ м; $d_E = 2 \div 8$ мм.

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Середні за довжиною труби коефіцієнти тепловіддачі при кипінні фреонів всередині горизонтальних труб при малих q_{BH} можна визначити за формулою, здобутою С.М. Богдановим на підставі дослідів з R22 у трубі з $d_{BH}=12$ мм, завдовжки 1,5 м при масовій швидкості агента $\omega\rho=50\div600$ кг/(м²с) та щільності теплового потоку $q_{BH}=1\div20$ кВт/м² при $t_0 = (-10\div+30)$ °С. При малих значеннях $q_{BH}=1.5\div2.5$ кВт/м²

$$\alpha = q_{BH}^{0.15} (\omega\rho)^{0.47}; \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}). \quad (1.24)$$

Межі застосовності формули за q_{BH} :

$\omega\rho, \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$	60	120	250	40
$q_{BH}, \text{ Вт}/\text{м}^2$	1500	1800	2000	2500

При величинах q_{BH} , більших вище зазначених, слід використовувати таку формулу:

$$\alpha = Aq_{BH}^{0.6} (\omega\rho)^{0.2} d_{BH}^{-0.2}; \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}), \quad (1.25)$$

де A залежить від властивостей і температури кипіння холодоагенту. Для R22 коефіцієнта має такі значення:

$t_0, \text{ }^\circ\text{C}$	-30	-10	0	+10	+30
A	0.95	1.17	1.32	1.47	1.25

Рівняння (1.25) застосовано при швидкості рідкого холодоагенту, що надходить у трубу $\omega = 0.05\div0.5$ м/с.

У рівняннях (1.24 та 1.25) розмірність $q_{BH}, \text{ Вт}/\text{м}^2$.

Середній коефіцієнт тепловіддачі при кипінні аміаку в горизонтальних трубах при $q_{BH}=1600\div6600$ Вт/м², $t_0 = -15$ °С та $\omega=0.3\div0.9$ м/с можна визначити за інтерполяційною залежністю

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\alpha = \alpha_w \cdot \left[1 + (\alpha_p / \alpha_w)^{1.5} \right]^{0.667}; \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}), \quad (1.26)$$

де α_w — середній коефіцієнт тепловіддачі при вимушеному русі рідини для відповідного (турбулентного або перехідного) режиму, α_p — середній коефіцієнт тепловіддачі в зоні розвинутого кипіння аміаку, визначений за рівнянням А.В. Купріянової при $t_0 = (-40 \div +20) \text{ }^\circ\text{C}$ та $q_{BH} = 23 \div 87 \text{ кВт}/\text{м}^2$

$$\alpha_p = 2.2 \cdot q_{BH}^{0.7} \cdot (P_0 \cdot 10^{-5})^{0.21} = 13.7 \theta^{2.33} P_0^{0.7}; \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}). \quad (1.27)$$

Для розрахунку тепловіддачі при кипінні R22 у трубах із внутрішнім оребренням у вигляді восьми - та десятиканальної вставки можна використати рівняння, одержане Ф.М.Дьячковим.

Середнє значення коефіцієнта тепловіддачі, зведеного до повної внутрішньої площі поверхні оребреної труби при нерозвинутому кипінні, дорівнює

$$\alpha_{IP} = 100 \cdot (\omega\rho)^{0.7} (1/d_E)^{-0.1} (P_0/P_{KP})^{0.4}; \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}), \quad (1.28)$$

де $(\omega\rho)$ — масова швидкість холодоагенту $\text{кг}/(\text{м}^2\text{с})$; (P_0/P_{KP}) — відношення тиску кипіння агента до критичного тиску; d_E — еквівалентний діаметр каналу, м.

Формула застосовна при $\omega\rho = 90 \div 200 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$; $t_0 = (-15 \div +5) \text{ }^\circ\text{C}$; та $q_{BH} \leq (4 \div 6) \text{ кВт}/\text{м}^2$ для восьмиканальних труб і $q_{BH} \leq (8 \div 10) \text{ кВт}/\text{м}^2$ - для десятиканальних труб.

Для восьмиканальних труб при $q_{BH} > 6 \text{ кВт}/\text{м}^2$ і для десятиканальних труб при $q_{BH} > 10 \text{ кВт}/\text{м}^2$ в зоні розвинутого кипіння R22

$$\alpha_{IP} = 20 \cdot q_{BH}^{0.6} (P_0/P_{KP})^{0.3}; \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}). \quad (1.29)$$

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В закордонній практиці для розрахунку середніх коефіцієнтів тепловіддачі широко використовують рівняння Бо-Пієрре

$$Nu = C(Re^2 \cdot K_f)^n, \quad (1.30)$$

де $K_f = (x_{ВІХ} - x_{ВХ}) \cdot r / gL$ — критерій, що характеризує швидкість пароутворення у трубі.

Рівняння справедливе при $10^9 < Re^2 \cdot K_f < 0.7 \cdot 10^{12}$.

Тут значення коефіцієнтів C та n такі:

для неповного випаровування - ($x_{ВІХ} = 0.45 \div 0.9$) $C=910, n=0.5$;

для повного випаровування - ($x_{ВІХ} = 1$) $C=8.2 \cdot 10^{-3}, n=0.4$.

1.4 Загальні положення конструктивного розрахунку теплообмінних апаратів

Основною задачею конструктивного розрахунку теплообмінних апаратів є визначення основних розмірів апаратів та виборі компонування головних вузлів. При проведенні конструктивних розрахунків вхідними даними є вихідні параметри теплового розрахунку.

Конструктивний розрахунок виконують у такій послідовності:

- визначають площу прохідних перерізів теплоносіїв;
- визначають кількість теплообмінних труб (елементів) в одному ході;
- визначають кількість ходів на боках теплоносіїв;
- визначають довжину, ширину й висоту теплообмінної секції апарата;
- уточнюють значення площі поверхні апарата.

Площі прохідних ("живих") перерізів на сторонах теплоносіїв визначають з виразів:

$$F_{ЖП} = Q / (\rho \omega c_p \Delta t), \quad F_{ЖП} = Q / (\rho \omega \Delta i), \quad (1.31)$$

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де Δt і Δi — відповідно різниця температур, (К) і різниця ентальпій, (кДж/кг) на вході і виході теплоносія; ω — значення швидкості теплоносія, прийняте у тепловому розрахунку, м/с, ρ — густина робочої рідини (кг/м³).

Сумарну довжину труб в апараті визначають з рівняння

$$L = F_{BH} / (\pi d_{BH}), \quad (1.32)$$

де F_{BH} — внутрішня поверхня апарата, визначена за тепловим розрахунком, м²; (πd_{BH}) — внутрішня поверхня одного погонного метра труби, м².

Пластинчасті теплообмінники.

Потрібну кількість пластин, стичних з агентом для забезпечення розрахункової площі поверхні апарата, визначеної у тепловому розрахунку, обчислюють за формулою:

$$n = F / f_{ПЛ}; шт, \quad (1.33)$$

де $f_{ПЛ}$ — робоча поверхня однієї пластини, м².

Здобуте значення кількості пластин (n) заокруглюють до цілого парного значення у бік збільшення (n_1) і коректують розрахункове значення площі поверхні апарата

$$F_{АП} = \eta_e \cdot f_{ПЛ}; м^2 \quad (1.34)$$

1.4.1. Методика теплового, конструктивного й гідравлічного розрахунків горизонтального кожухотрубного конденсатора

Розрахунок конденсатора при заданому тепловому навантаженні Q_K , кВт зводиться до визначення площі поверхні апарата, його конструктивних розмірів і втрат напору на транспорт охолодного середовища.

Крім вихідних даних для проведення розрахунків необхідний ряд параметрів, таких як, температура конденсації агента, величина підігріву і швидкість охолодного середовища, геометричні розміри поверхні

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

теплопередачі й ін. Ці параметри вибирають на підставі рекомендації, заснованих на досвіді конструювання й експлуатації апаратів, або визначають на підставі техніко-економічних розрахунків.

Для температурно-вологісних умов зовнішнього повітря ($t_{зп}, \varphi_{зп}$) визначають температуру повітря по мокрому термометрі t_{M1} .

Температуру конденсації холодильного агента приймають рівною $t_K = t_{M1} + (10-12)^\circ\text{C}$.

Температуру води на вході в конденсатор приймають рівною $t_{W1} = t_{M1} + (3-4)^\circ\text{C}$, а глибиною підігріву води в апараті задаються $\Delta t_W = t_{W2} - t_{W1} = (2-6)^\circ\text{C}$. При цьому, повинна бути забезпечена умова $t_K - t_{W2} = (2-3)^\circ\text{C}$.

Середню логарифмічну різницю температур в апараті визначають із вираження

$$\theta_{CEP} = (t_{W2} - t_{W1}) / \ln \left[(t_K - t_{W1}) / (t_K - t_{W2}) \right]; ^\circ\text{C}, \quad (1.35)$$

де $t_{W2} = t_{W1} + \Delta t_W$ — температура води на виході апарата, $^\circ\text{C}$.

Визначають кількість труб в одному ході апарата, виходячи із умови забезпечення рекомендованої швидкості потоку води в трубах апарата

$$\omega_{W'} = (0.8-2.5) \text{ м/с}$$

$$n_1 = 4G_W / \rho_W d_{BH}^2 \omega_{W'}; \text{шт}, \quad (1.36)$$

де $G_W = Q_K / c_P \cdot \Delta t_W$ — масова витрата води в апараті, кг/с , d_{BH} - внутрішній діаметр труби, м ; ρ_W і c_P — відповідно, густина (кг/м^3) і питома теплоємність води, кДж/(кгК) при середній (визначальній) температурі $t_{CEP} = t_{W1} + 0.5 \cdot \Delta t_W$.

Отримане значення n_1 округлюють до цілого числа n_X , і визначають розрахункову швидкість води в трубах апарата

$$\omega_W = 4G_W / \rho_W d_{BH}^2 n_X, \text{ м/с}. \quad (1.37)$$

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначають режим руху води в трубах апарата

$$Re_w = \omega_w d_{BH} / \nu_w, \quad (1.38)$$

де ν_w — коефіцієнт кінематичної в'язкості води при визначальній температурі, m^2/c . Визначають коефіцієнт тепловіддачі з боку води:

- при турбулентному русі потоку $Re_w > 10^4$;

- при перехідному русі потоку $2000 < Re_w < 10000$ для турбулентного руху

води з урахуванням поправкового коефіцієнта $\varepsilon_{ПЕР}$, значення якого наведено вище. Визначають коефіцієнт тепловіддачі на стороні води

$$\alpha_w = Nu_w \cdot \lambda_w / d_{BH}; \quad Bm/(m^2K) \quad (1.39)$$

де λ_w — коефіцієнт теплопровідності води при визначальній температурі, $Bm/(mK)$.

Коефіцієнт тепловіддачі на стороні холодоагенту на поверхні горизонтальних труб визначають по відповідних рівняннях, в залежності від прийнятого типу поверхні:

- для пучків гладких горизонтальних труб по рівнянню (1.3);

- для пучків оребрених горизонтальних труб по рівнянню (1.7).

У рівняннях для розрахунку тепловіддачі при конденсації агента (1.3) і (1.7) входять невідомі величини ψ_{II} і φ_P які повинні бути визначені по залежностях (1.4) і (1.6). У першому наближенні ці величини можна не враховувати і прийняти рівними $\psi_{II}=1$ і $\varphi_P=1$. В розрахунках коефіцієнта тепловіддачі при конденсації агента також попередньо треба прийняти значення слідуєчих параметрів θ_0, S_1, S_2 .

Крок труб по горизонталі S_1 і вертикалі S_2 , вибирають із співвідношення $S/d_{3H}=1.25-1.45$. При розташуванні труб у трубних ґратках не рекомендується приймати $S < 1.3d_{3H}$. Температурний напір θ_0 ,

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

між температурами конденсації холодоагенту і зовнішньої поверхні стінки труби можна прийняти рівним $\theta_0 = (t_K - t_{CT}) = (0.1 - 3)^\circ\text{C}$.

Визначають коефіцієнт теплопередачі конденсатора, який віднесено до його внутрішньої поверхні

$$k_{BH} = \left[1/\alpha_w + (\sum \delta i / \lambda i + 1/\alpha) \cdot (d_{BH} / d_{ZH}) \right]^{-1}; \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К}), \quad (1.40)$$

де $\sum \delta i / \lambda i = \delta_{CT} / \lambda_{CT} + \delta_M / \lambda_M + \delta_K / \lambda_K$ — сума термічних опорів, відповідно стінки труби, мастила і водяного каменю, $(\text{м}^2\text{К})/\text{Вт}$; δ_{CT} , δ_M і δ_K відповідно, товщини стінки, мастила і водяника каменю, м; λ_{CT} , λ_M і λ_K відповідно, коефіцієнти теплопровідності стінки, мастила і водяника каменю, $\text{Вт}/(\text{м К})$; α — коефіцієнт тепловіддачі з боку холодоагенту, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$. В інженерних розрахунках можна прийняти наступні значення забруднення:

- для мастила $\delta_M / \lambda_M = 0.4 \cdot 10^{-3}, (\text{м}^2\text{К})/\text{Вт}$;
- для водяника каменю $\delta_K / \lambda_K = 0.3 \cdot 10^{-3}, (\text{м}^2\text{К})/\text{Вт}$.

Визначають щільність теплового потоку, який віднесено до зовнішньої поверхні гладких труб

$$q_{FZH} = k_{BH} \cdot \theta \cdot d_{BH} / d_{ZH}, \text{Вт}/\text{м}^2. \quad (1.41)$$

Коефіцієнт тепловіддачі на стороні холодоагенту, який конденсується на поверхні оребрених труб апарата визначають з урахуванням коефіцієнта ψ_P по рівнянню (1.7).

Для апаратів з оребреними трубами можна прийняти ефективність ребра приблизно рівною $E=1$. У цьому випадку, для розрахунку коефіцієнта теплопередачі і щільності теплового потоку, віднесеного до зовнішньої поверхні труб, у рівняннях (1.40) і (1.41) замість відношення діаметрів d_{BH} / d_{ZH} , необхідно підставити відношення відповідних поверхонь F_{BH} / F_{ZH} .

Розрахункове значення різниці температур між температурами конденсації агента і зовнішньої стінки труби складе

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\theta_0^* = q_{F3H} / \alpha .$$

Обчислюють відносну погрішність між значеннями розрахункової θ_0^* і прийнятої θ_0 різниць температур $(t_K - t_{CT})$

$$\Delta = |(\theta_0 - \theta_0^*) / \theta_0| \cdot 100, \% \quad (1.42)$$

Якщо $\Delta > 10\%$, розрахунок повторюють з новим значенням θ_0 з визначення коефіцієнта тепловіддачі на стороні холодоагенту, що конденсується. Ітерацію здійснюють доти, поки не буде забезпечена умова прийнятої припустимої погрішності — $\Delta > 10\%$. Якщо умова припустимої погрішності дотримується, визначають площу внутрішньої поверхні апарата

$$F_{BH} = Q_K / q_{FBH}, \text{ м.} \quad (1.43)$$

Сумарна довжина труб в апараті визначають з вираження

$$L = F_{BH} / (\pi d_{BH}), \text{ м.} \quad (1.44)$$

де πd_{BH} — внутрішня поверхня одного погонного метра труби, м^2 .

1.4.2. Методика теплового, конструктивного і гідравлічного розрахунків пластинчастого конденсатора.

Методика розрахунку пластинчастого конденсатора наведена стосовно до конструкції односекційного апарата. У якості вихідних даних приймаються наступні параметри:

теплове навантаження $Q_0, \text{кВт}$,

температура зовнішнього повітря $t_{3П} > \text{°C}$;

відносна вологість зовнішнього повітря..... $\varphi_{3П}, \%$.

Вибираємо тип пластини і відповідні її геометричні характеристики:

$f_{Пл}$ — робочу поверхню, м^2 ; f — площу поперечного перерізу одного каналу, м^2 ; L — наведену довжину каналу, м ; d_E — еквівалентний діаметр

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

каналу, m ; δ — товщину пластини, m ; λ_M — коефіцієнт теплопровідності матеріалу пластини, $Вт/(мК)$.

При роботі апарата в системі замкненого водообігу з використанням градирні температуру води на вході в апарат визначають по формулі

$$t_{w1} = t_M + (3-4)^\circ C, \quad (1.45)$$

де t_M — температура повітря по мокрому термометрі, $^\circ C$.

Температура води на виході з апарата

$$t_{w2} = (t_{w1} + \Delta t_w), ^\circ C \quad (1.46)$$

де $\Delta t_w = (0.5-5)^\circ C$ - підігрів води в апараті.

Визначають температуру конденсації агента

$$t_K = t_{w1} + \Delta t_w + (3-4)^\circ C \quad (1.47)$$

Із циклу процесу конденсації агента приймають:

ентальпію пари на вході в апарат i_{II} , $кДж/(кгК)$;

ентальпію рідини на виході з апарата $i_{Ж}$, $кДж/(кгК)$.

На підставі рівняння теплового балансу

$Q_K = G_A (i_{II} - i_{Ж}) = G_W c_{PW} (t_{w2} - t_{w1})$, визначають відсутні параметри

$$G_A = Q_K / (i_{II} - i_{Ж}) \text{ і } G_W = Q_K / c_{PW} (t_{w2} - t_{w1}) \quad (1.48)$$

де G_A і G_W — відповідно, масові витрати агента і води, $кг/м^3$; c_{PW} — питома теплоємність води при середній $t_{срPW} = t_{w1} + 0.5(\Delta t_w)$ (визначальній) температурі, $кДж/(кгК)$.

Приймаємо протитечійну схему руху середовищ в односекційному конденсаторі.

У конденсаторах, де суха насичена пара перетворюється на рідину при постійній температурі конденсації t_K , рівняння для розрахунку

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

температурного напору між середовищами (агент - вода) приводиться до виду:

$$\theta_{II} = (t_{W2} - t_{W1}) / \ln \left[(t_K - t_{W1}) / (t_K - t_{W2}) \right], \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (1.49)$$

Задаючись середньою швидкістю потоку води $\omega_W = 0.2-0.9 \text{ м/с}$ і приймаючи параметри пластини з рівняння суцільності потоку знаходять число рівнобіжних каналів у пакеті пластин апарата в одному ході по воді

$$z = G_W (\omega_W \rho_W f), \text{ шт.} \quad (1.50)$$

де ρ_W — щільність води при визначальній температурі t_{CEPW} , кг/м^3 ; f — площа поперечного перерізу одного каналу, м^2 .

Отримане значення (z) округляють до цілого і коректують величину прийнятої швидкості ВОДИ, ω_W .

Визначають число Рейнольдса для води

$$\text{Re} = \omega_W d_E / \nu_W. \quad (1.51)$$

де ν_W — коефіцієнт кінематичної в'язкості води при визначальній температурі t_{CEPW} , $\text{м}^2/\text{с}$; d_E — еквівалентний діаметр каналу, м .

Визначають значення числа Нуссельта на стороні води по наступним рівнянням:

при ламінарному русі потоку ($\text{Re} < 50$)

$$\text{Nu} = C_{II} \cdot \text{Re}^{0.33} \cdot \text{Pr}^{0.43} \cdot (\text{Pr}_W / \text{Pr}_F)^{0.25}, \quad (1.52)$$

при турбулентному русі потоку ($\text{Re} = 50 - 25000$)

$$\text{Nu} = C \cdot \text{Re}^{0.72} \cdot \text{Pr}^{0.43} \cdot (\text{Pr}_W / \text{Pr}_F)^{0.25}, \quad (1.53)$$

де Pr_W — число Прандтля для води при температурі t_{CEPW} ; Pr_F — число Прандтля для води при температурі стінки каналу.

У цих рівняннях комплекс відношення чисел Прандтлю, враховує напрямок теплового потоку. Для визначення цього комплексу необхідно

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

знати температуру стінки, що невідома. З достатньою для практичного застосування точністю, при розрахунку теплообмінних апаратів холодильних машин і установок, можна вважати, що:

$$\text{при нагріванні рідини} \quad (\text{Pr}_w / \text{Pr}_f)^{0.25} = 1,05;$$

$$\text{при охолодженні рідини} \quad (\text{Pr}_w / \text{Pr}_f)^{0.25} = 0,95.$$

На підставі отриманого значення числа Нуссельта знаходять коефіцієнт тепловіддачі на стороні води

$$\alpha = \text{Nu} \cdot \lambda_w / d_E; \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{К}), \quad (1.54)$$

де λ_w — коефіцієнт теплопровідності води при визначальній $t_{\text{СЕРВ}}$ температурі, $\text{Вт}/(\text{мК})$.

При рівних значеннях площі поперечного перерізу каналу по агенту і воді визначають швидкість пари холодоагенту на вході в канал за умови, що в крайніх пакетах дотичних із плитами апарата проходить вода

$$\omega_A = G_A / [\rho_A \cdot f \cdot (z-1)]; \text{ м}/\text{с}, \quad (1.55)$$

де $(z-1)$ — число каналів по агенту, *шт*; ρ_A — щільність пари холодоагенту при температурі конденсації, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Обчислюють число Рейнольдса для пари холодоагенту

$$\text{Re}' = \omega_A L / \nu_A, \quad (1.56)$$

де ν_A — коефіцієнт кінематичної в'язкості пари холодоагенту при температурі конденсації, $\text{м}^2/\text{с}$; L — наведена довжина каналу; *м*.

Визначають параметр Π , що враховує вплив швидкості пари холодоагенту в щілинних каналах на коефіцієнт тепловіддачі при його конденсації:

$$\text{при } 1.2 \cdot 10^5 < \text{Re} < 4.5 \cdot 10^6 \quad \Pi = 0.2 (\text{Re}')^{0.12} (\text{Pr})^{-0.33};$$

$$\text{при } 4.5 \cdot 10^6 < \text{Re} < 2.5 \cdot 10^7 \quad \Pi = 0.246 \cdot 10^{-3} (\text{Re}')^{0.55} (\text{Pr})^{-0.33},$$

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де Pr — число Прандтля для пари холодоагенту при температурі конденсації.

Коефіцієнт тепловіддачі при конденсації холодоагенту у вертикальних щілинних каналах, з урахуванням поправки на вплив швидкості пари, визначають з вираження

$$\alpha = 1.15 \cdot \Pi \cdot (r \rho^2 \lambda^3 g / \mu \theta_0 L)^{0.25}; \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{К}), \quad (1.57)$$

де фізичні параметри рідкого холодоагенту: ρ — густина, $\text{кг}/\text{м}^3$; r — питома теплота фазового переходу, $\text{кДж}/\text{кг}$; μ — коефіцієнт динамічної в'язкості, $\text{Па}\cdot\text{с}$; λ — коефіцієнт теплопровідності, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, визначені при температурі його конденсації t_K .

У випадку конденсації перегрітої пари і переохолодження отриманої рідини у вираженні (1.57) замість Γ підставляється величина $\Delta i = i_{II} - i_{Ж}$.

Щільність теплового потоку визначають по рівняннях:

з боку води

$$q = (t_{CT} - t_{CEPW}) / (1/\alpha_w + \sum \delta / \lambda), \text{ Вт}/\text{м}^2; \quad (1.58)$$

з боку агента

$$q = \alpha \cdot \theta_0 = A \cdot \theta_0^{0.75}; \text{ Вт}/\text{м}^2, \quad (1.59)$$

де $A = 1.15 \cdot \Pi \cdot (r \rho^2 \lambda^3 g / \mu L)^{0.25}$; $\theta_0 = t_K - t_{CT}$ — температурний напір, $^{\circ}\text{C}$; $\sum \delta / \lambda$ — прийнятий сумарний термічний опір стінки пластини і відкладень, $(\text{м}^2\text{К})/\text{Вт}$; t_{CT} — температура стінки пластини на стороні холодоагенту, $^{\circ}\text{C}$.

Максимальна товщина відкладень на стороні води для пластинчастих апаратів не повинна перевищувати 0.2-0.4 мм. У випадку її перевищення передбачається механічне або хімічне очищення пластин.

Рішення системи рівнянь (1.58) і (1.59) графоаналітичним методом, дозволить визначити розрахункове значення щільності теплового потоку апарата — q .

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначають розрахункову площу поверхні теплообміну

$$F = Q_K \cdot 10^3 / q, \text{ м}^2. \quad (1.60)$$

Визначають потрібну кількість пластин дотичних з агентом для забезпечення розрахункової площі поверхні теплообміну

$$n = F / f_{\text{пл}}, \text{ шт}; \quad (1.61)$$

де $f_{\text{пл}}$ — робоча поверхня однієї пластини, м.

Отримане значення розрахункового числа пластин (n), округляють до цілого парного значення (N_1) убік збільшення, і коректують значення площі поверхні апарата.

$$F_{\text{пл}} = N_1 \cdot f_{\text{пл}}, \text{ м}^2 \quad (1.62)$$

Визначають число рівнобіжних каналів:

по агенту $z_1 = N_1 / 2$;

поводі $z_2 = z_1 + 1$.

Тоді розрахункове значення швидкості води в апараті складе

$$\omega_{\text{WP}} = G_W / (\rho_W f z_2), \text{ м/с}. \quad (1.63)$$

Здійснюють перевірку відповідності прийнятого і розрахункового значень швидкості води в апараті.

$$\left[(\omega_{\text{WP}} - \omega_W) / \omega_{\text{WP}} \right] \cdot 100 \leq 5\%, \quad (1.64)$$

Якщо умова (1.64) не дотримується, приймають нове значення швидкості води $0.5(\omega_{\text{WP}} + \omega_W)$ і розрахунок повторюють з рівняння (1.50). Ітераційні розрахунки здійснюють доти, поки не буде забезпечена умова (1.64).

Визначають загальне число пластин в апараті $z_0 = 2z_1 + 1$.

Умовний коефіцієнт тертя на стороні води визначають по наступних рівняннях:

при ламінарному русі потоку ($Re < 50$)

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\xi = 2Eu d_E / L = B / Re; \quad (1.65)$$

при турбулентному русі потоку ($Re=50-25000$)

$$\xi = 2Eu d_E / L = A / Re^{0.25}, \quad (1.66)$$

де $Eu = \Delta P / (\omega_w^2 \rho_w)$ — число Ейлера.

1.4.3. Методика теплового, конструктивного і гідравлічного розрахунків горизонтального кожухотрубного випарника затопленого типу

Розрахункова холодопродуктивність апарата визначається кількістю теплоти яку треба відвести від охолоджуваного об'єкта. З обліком теплоприпливів на шляху руху холодоносія між охолоджуваним об'єктом і випарником, теплового еквівалента роботи, затрачуваної на циркуляцію холодоносія, і тепловтрат апарата в навколишнє середовище, значення холодопродуктивності приймають рівним

$$Q_0 = (1.1 \div 1.2) \cdot Q_0, \text{ Вт}. \quad (1.67)$$

Геометричні параметри теплообмінної поверхні (гладких чи оребрених труб) вибирають на підставі рекомендацій, які засновані на досвіді конструювання випарників.

Орієнтовані значення температурних напорів — θ_L швидкостей — ω_s , і глибини охолодження розсолу — Δt_s , якими рекомендується користатися при розрахунку випарників затопленого типу.

Для заданих умов в охолоджуваному об'єкті $t_{КАМ}$, середню температуру холодоносія визначають по формулі

$$t_s = t_{КАМ} - (7 \div 10)^\circ\text{C}. \quad (1.68)$$

Температуру кипіння холодоагенту t_0 приймають на $(5-8)^\circ\text{C}$ нижче середньої температури холодоносія t_s .

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаючи величину глибини охолодження холодоносія t_{S1} , визначають його температури на вході і виході t_{S1} апарати

$$t_{S1} = t_S + 0.5\Delta t_S, ^\circ C; \quad t_{S2} = t_S - 0.5\Delta t_S, ^\circ C. \quad (1.69)$$

Середню логарифмічну різницю температур у випарнику визначають по рівнянню

$$\theta_L = (t_1 - t_2) / \ln \left[(t_1 - t_0) / (t_2 - t_0) \right], ^\circ C. \quad (1.70)$$

Теплофізичні параметри холодоносія (розсолу) визначають по таблицях [14] при його концентрації ξ яка відповідає температурі замерзання розсолу, обумовленої з вираження

$$t_{3AM} = t_0 - (5 - 8) ^\circ C \quad (1.71)$$

З рівняння теплового балансу випарника визначають масову витрату холодоносія

$$G_S = Q_0 / [c(i_1 - i_2)] \text{ кг/с}, \quad (1.72)$$

де c — питома теплоємність розсолу при t_{3AM} , Дж/(кгК).

Приймаючи величину швидкості холодоносія, визначають кількість труб в одному ході апарата

$$n_1 = 4G_S / (\pi d_{BH}^2 \rho \omega_S); \text{ шт.} \quad (1.73)$$

Значення n_1 округлюють до цілого значення і по рівнянню (1.73) уточнюють швидкість руху теплоносія ω_S .

За обчисленим значенням числа Re , приймають розрахункове рівняння $Nu = f(Re)$ для визначення коефіцієнта тепловіддачі з боку холодоносія α_S .

Щільність теплового потоку з боку холодоносія, віднесена до внутрішньої поверхні апарата, визначають з вираження

$$q_{BH} = \theta_S / (1/\alpha_S + \delta_{CT} / \lambda_{CT} + \delta_3 / \lambda_3), \text{ Вт/м}^2, \quad (1.74)$$

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де δ_3 / λ_3 — термічний опір забруднень, $(\text{м}^2\text{К})/\text{Вт}$; $\delta_{\text{СТ}} / \lambda_{\text{СТ}}$ — термічний опір стінки труби, $(\text{м}^2\text{К})/\text{Вт}$; θ_s — різниця між температурами внутрішньої стінки труби і холодоносія, °С.

В інженерних розрахунках сумарний опір стінки труби і забруднень можна прийняти рівним:

для аміачних випарників - $(0.7-0.9) \cdot 10^{-3} (\text{м}^2\text{К})/\text{Вт}$;

для фреонових випарників з мідними накатними трубами - $(0.2-0.3) \cdot 10^{-3} (\text{м}^2\text{К})/\text{Вт}$;

для фреонових випарників зі сталевими гладкими трубами - $(0.45-0.6) \cdot 10^{-3} (\text{м}^2\text{К})/\text{Вт}$.

Щільність теплового потоку з боку агента, віднесена до внутрішньої поверхні апарата, визначають з вираження

$$q_{\text{ВН}} = \alpha_A \cdot \theta_A \cdot F_{\text{ЗН}} / F_{\text{ВН}}, \text{Вт}/\text{м}^2, \quad (1.75)$$

де θ_A — різниця між температурами зовнішньої стінки труби і холодоагенту, °С; α_A — коефіцієнт тепловіддачі на стороні агента, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$; $F_{\text{ЗН}} / F_{\text{ВН}}$ — відношення площі поверхні з боку агента до площі поверхні з боку холодоносія.

З урахуванням рівнянь (1.10 — 1.11) при кипінні холодоагентів на пучках гладких труб вираження (1.75) прийме вид: при кипінні аміаку

$$q_{\text{ВН}} = 580 \cdot \theta_A^{1.667} \cdot F_{\text{ЗН}} / F_{\text{ВН}}, \text{Вт}/\text{м}^2; \quad (1.76)$$

при кипінні фреонів

$$q_{\text{ВН}} = C_0^4 [F(\pi)]^4 \cdot (R_z / R_{z0})^{0.8} \cdot \theta_A^4 \cdot \varepsilon_{\text{ІР}} \cdot F_{\text{ЗН}} / F_{\text{ВН}}, \text{Вт}/\text{м}^2. \quad (1.77)$$

З урахуванням рівнянь (1.14 — 1.16) при кипінні фреонів на пучках оребрених труб вираження (1.75) прийме вид:

$$q_{\text{ВН}} = 568 (P_0 \cdot 10^{-5})^{0.45} \cdot \varepsilon_{\text{ІР}} \cdot \theta_A^{1.82} \cdot F_{\text{ЗН}} / F_{\text{ВН}}, \text{Вт}/\text{м}^2. \quad (1.78)$$

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Отримані системи рівнянь (1.74) і (1.76), (1.74) і (1.77), (1.74) і (1.78) використовуються для визначення щільності теплового потоку проєктованого випарника за допомогою графоаналітичного методу.

Коефіцієнт теплопередачі і коефіцієнт тепловіддачі з боку агента, віднесені до внутрішньої поверхні апарата, визначають по формулах

$$\kappa_{BH} = q_{BH} / \theta_{Л} \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}); \quad \alpha_{ABH} = q_{BH} / \theta_A, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}). \quad (1.79)$$

Площу внутрішньої поверхні апарата визначають з вираження

$$F_{BH} = Q_0 / q_{BH}, \text{ м}^2. \quad (1.80)$$

Конструктивні розміри апарата і його площа внутрішньої поверхні зв'язані співвідношенням:

$$F_{BH} = \pi d_{BH} n_1 L_1 z, \text{ м}^2, \quad (1.81)$$

де d_{BH} — внутрішній діаметр труб, м; n_1 — число труб в одному ході, шт; L_1 — довжина труби в апараті, м; z — число ходів холодоносія.

Задаючи числом ходів z , по рівнянню (1.81), визначають довжину труб апарата.

При виборі основних розмірів трубних ґрат і діаметра обичайки може бути застосовано наступний підхід. Сумарне число труб в апараті n може бути визначене при наступних варіантах неповного заповнення трубних ґрат:

- 1- відсутність одного верхнього ряду труб $n = n_{TP} - \alpha$;
- 2- відсутність двох верхніх рядів труб $n = n_{TP} - (2\alpha + 1)$;
- 3- відсутність трьох верхніх рядів труб $n = n_{TP} - (3\alpha + 3)$.

Для прийнятого варіанта значення n повинна бути забезпечена умова рівності

$$n = n_1 z, \text{ шт}, \quad (1.82)$$

Якщо умова (1.82) не дотримується, уточнюють число труб в одному ході $n = n_1 / z$ і швидкість холодоносія зі співвідношення (1.73). Розрахунок

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

повторюють з пункту визначення коефіцієнта тепловіддачі на стороні холодоносія.

Внутрішній діаметр обичайки (кожуха апарата) визначають з рівняння

$$D_{BH} = m \cdot S_1 \text{ м}, \quad (1.83)$$

де S_1 — крок труб, м.

Уточнюють відношення L_1 / D_{BH} , для якого рекомендується значення в межах 3.5 - 10. При необхідності коректують L_1 за рахунок зміни числа ходів холодоносія z і проводять повторний розрахунок.

1.4.4. Пластинчасті випарники

Для інтенсифікації теплообміну у випарниках доцільно використовувати канали змішаного типу: сітчасто-поточні з шириною каналу $\delta=4 \div 5$ мм з боку холодоносія і стрічково-поточні з шириною каналу $\delta=1 \div 2$ мм з боку холодоагенту. Такі канали формують шляхом відповідного компонування пластин з гофрами в "ялинку".

У фреонових випарниках з каналами сітчасто-поточного типу при $t_0=-20$ °С, $\theta_{\text{Л}}=5$ °С і швидкості розсолу (CaCl_2) $\omega_s = 0.4 \div 0.6$ м/с при кипінні чистих холодоагентів коефіцієнти тепловіддачі складають $1440 \div 1600$ Вт/(м²К), а при $t_0=0$ °С — відповідно $1500 \div 1800$ Вт/(м²К).

При рівнозначних витратах потужності на транспорт холодоносіїв металомісткість пластинчатого випарника приблизно $1.5 \div 3.5$ рази менша, а компактність — у $2 \div 4$ рази більша, ніж у кожухотрубних випарниках.

Для пластинчатого випарника рекомендуються такі режимні параметри: швидкість холодоносія $\omega_s = 0.4 \div 0.5$ м/с; кратність циркуляції чистого холодоагенту $n = 1$, а мастилофреонової суміші $n = 2 \div 3$.

Для забезпечення інтенсивного теплообміну з боку холодоагенту рекомендується подавати його у випарник через ТРВ ($x=0.1 \div 0.15$) і не

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

допускати перегрівання парів холодоагенту на виході з апарату ($x=0.95\div 0.98$).

Методика розрахунку пластинчастих випарників аналогічна розрахунку пластинчастих конденсаторів.

2. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

2.1 Тепловий розрахунок циклу

Вихідні данні:

Тип холодильної машини – каскадна;

Робоча речовина нижнього каскаду – діоксид вуглецю (CO_2);

Робоча речовина верхнього каскаду – аміак (NH_3);

Теоретична об'ємна, продуктивність компресора нижнього каскаду –

$$Vh^h = 0.111, \text{ м}^3 / \text{ с};$$

Теоретична об'ємна, продуктивність компресора верхнього каскаду –

$$Vh^e = 0.339, \text{ м}^3 / \text{ с};$$

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Температура кипіння робочої речовини нижнього каскаду –

$$T_0 = -50^\circ C = 223K;$$

Температура конденсації робочої речовини верхнього каскаду –

$$T_0 = 30^\circ C = 303K.$$

Визначаємо проміжну температуру виходячи з умови енергозбереження

$$- T_{np} = \sqrt{T_0 \cdot T_k}, T_{np} = \sqrt{223 \cdot 303} = 260K = -13^\circ C;$$

$$T_{np} = \sqrt{T_0 \cdot T_k}, T_{np} = \sqrt{223 \cdot 303} = -13^\circ C;$$

Температура конденсації нижнього каскаду:

$$T_k^n = T_{np} + 0.5\Delta T_{к-г};$$

де $\Delta T_{к-г}$ – температурний напір в конденсаторі випарнику, в даному

випадку $\Delta T_{к-г} = 6^\circ$;

Температура кипіння у верхньому каскаді:

$$T_0^g = T_{np} - 0.5\Delta T_{к-г};$$

Температуру на всмоктуванні компресорів нижнього і верхнього каскадів приймаємо:

$$T_1 = T_0 + 15;$$

Температуру рідини на виході з конденсаторів приймаємо:

$$T_3 = T_k - 2;$$

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

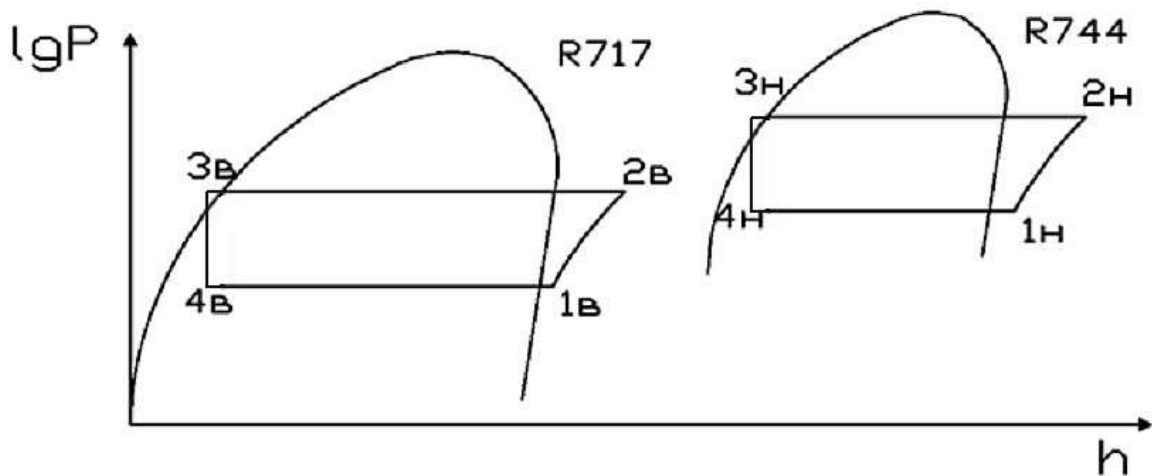


Рис.2. 1. Цикл каскадної холодильної машини

Параметри в вузлових точках

Таблиця 2.1.

Робоча речовина		CO2				NH3			
Номер точки		1 н	2 н	3 н	4 н	1 в	2 в	3 в	4 в
Тиск	p, бар.	6.8	26.5	26.5	6.8	2.3	11.7	11.7	2.3
Температура	t, °C.	-35	56.9	-12	-50	-1	121.5	28	-16
Ентальпія	h, кДж/кг	446	512.2	172	172	1479	1732	330	330
Питомий об'єм	v, м³/кг	0.06				0.57			

Розрахунок нижнього каскаду

Питома холодопродуктивність холодильної машини:

$$q_0^h = h_1^h - h_4^h = 446 - 172 = 274, \text{кДж/кг.}$$

Питома об'ємна холодопродуктивність:

$$q_v^h = \frac{q_0^h}{v_1^h} = \frac{274}{0.06} = 4566.7, \text{кДж/м}^3,$$

де: v_1^h - питомий об'єм агенту.

Питома адіабатна робота:

$$l_a^h = h_2^h - h_1^h = 512.2 - 446 = 66.2, \text{кДж/кг.}$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор – випарник:

$$q_k^H = h_2^H - h_3^H = 512.2 - 172 = 340.2, \text{кДж / кг.}$$

Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda^H = \lambda_c^H \cdot \lambda_w^H = 0.93 \cdot 0.85 = 0.79;$$

де λ_c^H [2] – коефіцієнт подачі, який враховує втрати в мертвому об'ємі;

λ_w^H [2] – коефіцієнт, який враховує об'ємні втрати, спричинені дроселюванням пару в клапанах, його підігріву від стінок компресора і перетіканням із порожнини нагнітання в порожнину всмоктування;

$$\lambda_c^H = 1 - c \left[\left(\frac{P_k^H}{P_0^H} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0.03 \left[\left(\frac{26.5}{6.8} \right)^{1.1} - 1 \right] = 0.93;$$

де c – коефіцієнт що враховує вплив мертвого простору компресора, приймаємо

$$c = 0.03; [2]$$

P_k^H [2] – тиск конденсації холодильного агенту нижнього каскаду, бар;

P_0^H [2] – тиск кипіння холодильного агенту нижнього каскаду, бар;

m [2] – показник політропи розширення залишкового газу мертвого простору, приймаємо $m = 1.1$. [2]

$$\lambda_w^H = \frac{T_0^H}{T_k^H} = \frac{6.8}{26.5} = 0.85;$$

де T_0^H – температура кипіння холодильного агенту, К;

T_k^H – температура конденсації холодильного агенту, К.

Холодопродуктивність:

$$Q_0^H = V h^H \cdot q_v^H \cdot \lambda^H = 0.111 \cdot 4566.7 \cdot 0.79 = 398.3, \text{кВт.}$$

Адіабатна, теоретична потужність компресора:

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_a^H = M_a^H \cdot l_a^H = 1.454 \cdot 66.2 = 96.2, \text{кВт.}$$

Масова витрата холодильного агенту:

$$M_a^H = \frac{Q_0^H}{q_0^H} = \frac{398.3}{274} = 1.454, \text{кг/с.}$$

Індикаторний ККД компресора:

$$\eta_i^H = \lambda_w^H + b \cdot t_0^H = 0.85 + 0.001 \cdot (-50) = 0.798.$$

де b – залежить від типу робочої речовини, приймаємо $b=0.001$.

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i^H = \frac{N_a^H}{\eta_i^H} = \frac{96.2}{0.798} = 120.6, \text{кВт.}$$

Потужність тертя:

$$N_{mp}^H = p_{mp} \cdot Vh^H = 50 \cdot 0.111 = 5.55, \text{кВт.}$$

де p_{mp} - середній тиск тертя для компресорів, приймаємо $p_{mp} = 50, \text{кПа.}$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e^H = N_{mp}^H + N_i^H = 5.55 + 120.6 = 126.2, \text{кВт.}$$

Тепловий потік, який відводиться в конденсаторі – випарнику:

$$Q_k^H = Q_0^H + N_e^H = 398.3 + 126.2 = 524.5, \text{кВт.}$$

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

Розрахунок верхнього каскаду

Питома холодопродуктивність:

$$q_0^e = h_1^e - h_4^e = 1479 - 330 = 1149, \text{кДж/кг.}$$

Питома об'ємна холодопродуктивність:

$$q_v^e = \frac{q_0^e}{v_1^e} = \frac{1149}{0.57} = 2015.8 \text{кДж/м}^3.$$

Питома адіабатна робота:

$$l_a^e = h_2^e - h_1^e = 1732 - 1479 = 253, \text{кДж/кг.}$$

Питоме навантаження на конденсатор:

$$q_k^e = h_2^e - h_3^e = 1732 - 330 = 1402, \text{кДж/кг.}$$

Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda^e = \lambda_c^e \cdot \lambda_w^e = 0.9 \cdot 0.85 = 0.76;$$

$$\lambda_c^e = 1 - c \left[\left(\frac{P_k^e}{P_0^e} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0.03 \left[\left(\frac{11.7}{2.3} \right)^{\frac{1}{1.1}} - 1 \right] = 0.9;$$

$$\lambda_w^e = \frac{T_0^e}{T_k^e} = \frac{257}{303} = 0.85.$$

Холодопродуктивність:

$$Q_0^e = V h^e \cdot q_v^e \cdot \lambda^e = 0.339 \cdot 2015.8 \cdot 0.76 = 520.7, \text{кВт.}$$

Масова витрата холодильного агента:

$$M_a^e = \frac{Q_0^e}{q_0^e} = \frac{520.7}{1149} = 0.453, \text{кг/с.}$$

Адіабатна, теоретична потужність компресора:

$$N_a^e = M_a^e \cdot l_a^e = 0.453 \cdot 253 = 114.7, \text{кВт.}$$

Індикаторний ККД компресора:

$$\eta_i^e = \lambda_w^e + b \cdot t_0^e = 0.85 + 0.001 \cdot (-16) = 0.832.$$

Індикаторна потужність компресора:

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

$$N_i^6 = \frac{N_a^6}{\eta_i^6} = \frac{114.7}{0.832} = 137.8, \text{кВт.}$$

Потужність тертя:

$$N_{mp}^6 = p_{mp} \cdot Vh^6 = 50 \cdot 0.339 = 16.95, \text{кВт.}$$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e^6 = N_{mp}^6 + N_i^6 = 16.95 + 137.8 = 154.7, \text{кВт.}$$

Теплота конденсації:

$$Q_k^6 = Q_0^6 + N_e^6 = 520.7 + 154.7 = 575.4, \text{кВт.}$$

Розрахунок циклу на різних температурах конденсатора-випарника.

Таблиця 2.2.

Робоча речовина		CO2				NH3			
Номер точки		1 н	2 н	3 н	4 н	1 в	2 в	3 в	4 в
Абсолютний тиск	P, бар.	6.8	28.8	28.8	6.8	2.6	11.7	11.7	2.6
Температура	t, °C.	-35	63.3	-9	-50	2	115	28	-22
Ентальпія	h, кДж/кг	446	517	179	179	1482	1715	330	330
Питомий об'єм	v, м³/кг	0.06				0.5			

Таблиця 2.3.

Робоча речовина		CO2				NH3			
Номер точки		1 н	2 н	3 н	4 н	1 в	2 в	3 в	4 в
Абсолютний тиск	P, бар.	6.8	24.3	24.3	6.8	2	11.7	11.7	2
Температура	t, °C.	-35	50	-15	-50	-4	128.6	28	-19
Ентальпія	h, кДж/кг	446	507.1	166	166	1475	1750	330	330
Питомий об'єм	v, м³/кг	0.06				0.64			

Таблиця 2.4.

Величина	Позначення	Одиниця виміру	-10	-13	-16
Питома холодопродуктивність холодильної машини	q_0^H	кДж/кг	267	274	280
Питома об'ємна холодопродуктивність нижнього каскаду	q_v^H	кДж/м ³	4450	4566.7	4666.7
Питома робота стискування нижнього каскаду	l_a^H	кДж/кг	71	66.2	61
Питоме навантаження на конденсатор – випарник	q_k^H	кДж/кг	338	340.2	341
Питома холодопродуктивність верхнього каскаду	q_0^6	кДж/кг	1152	1149	1145
Питома об'ємна холодопродуктивність верхнього каскаду	q_v^6	кДж/м ³	2304	2015.8	1789.1
Питома робота стискування верхнього каскаду	l_a^6	кДж/кг	233	253	275
Питоме навантаження на конденсатор	q_k^6	кДж/кг	1385	1402	1420
Коефіцієнт подачі компресора нижнього каскаду	λ^H		0.77	0.79	0.80
Коефіцієнт подачі компресора верхнього каскаду	λ^6		0.78	0.76	0.74
Холодопродуктивність нижнього каскаду	Q_0^H	кВт	380.4	398.3	415.2
Холодопродуктивність верхнього каскаду	Q_0^6	кВт	611.4	520.7	447.8
Масовий витрата холодильного агенту нижнього каскаду	M_a^H	кг/с	1.425	1.454	1.483
Масова витрата холодильного агенту верхнього каскаду	M_a^6	кг/с	0.531	0.453	0.391

Адіабатна, теоретична потужність компресора нижнього каскаду	N_a^H	кВт	101.2	96.23	90.45
Адіабатна, теоретична потужність компресора верхнього каскаду	N_a^6	кВт	123.7	114.7	107.5
Індикаторна потужність компресора нижнього каскаду	N_i^H	кВт	121.7	120.6	107.1
Індикаторна потужність компресора верхнього каскаду	N_i^6	кВт	146.3	137.8	131.2
Ефективна потужність компресора нижнього каскаду	N_e^H	кВт	127.2	126.2	112.6
Ефективна потужність компресора верхнього каскаду	N_e^6	кВт	163.3	154.7	148.2
Тепловий потік, який відводиться в конденсаторі – випарнику	Q_k^H	кВт	507.6	524.5	527.8
Теплота конденсації	Q_k^6	кВт	774.7	675.4	595.9

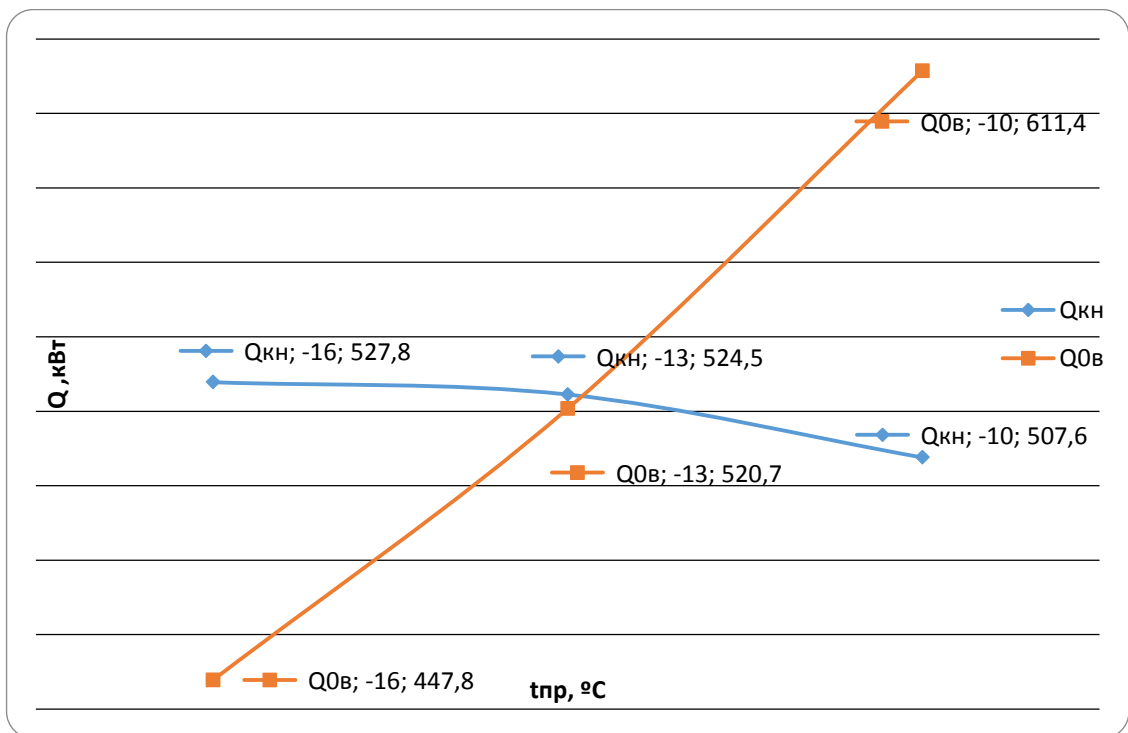


Рис.2.2. Характеристика конденсатора-випарника

На підставі теплових розрахунків визначаємо навантаження на конденсатор-випарник від функції проміжної температури (Рис.2.2).

Для подальшого розрахунку приймаємо вихідні дані:

$$Q_{к-в} = 522, \text{кВт}; t_{np} = -13^{\circ}\text{C}.$$

2.2 Розрахунок кожухотрубного конденсатора-випарника з гладкими трубами

Приймаємо що холодильний агент нижнього каскаду (CO_2) конденсується в трубі, а холодильний агент верхнього каскаду (NH_3) кипить у між трубному просторі апарата.

Приймаємо:

$$d_{зов} = 25 \text{ мм} - \text{зовнішній діаметр теплообмінної труби};$$

$$d_{вн} = 20 \text{ мм} - \text{внутрішній діаметр теплообмінної труби};$$

$$l = 4 \text{ м} - \text{довжина однієї труби в апараті}.$$

Розрахунок щільності теплового потоку зі сторони CO_2 , котрий конденсується всередині труби.

Закономірності, які визначають теплообмін при конденсації всередині горизонтальних труб, суттєво відрізняються від встановлених для конденсації на зовнішній поверхні труб. В деяких випадках, при збільшенні теплового потоку та довжини труб коефіцієнт тепловіддачі зростає. В результаті дослідів з конденсації водяного пару всередині горизонтальних труб виявлена залежність: $\alpha \approx q^n \cdot l^m$, де $n \cong 0.5$ та $m \cong 0.3$.

На основі цих дослідів можна рекомендувати розрахункове рівняння:

$$\alpha = M \cdot q^{0.5} \cdot l^{0.35} \cdot d^{-0.25}.$$

Коефіцієнт M залежить від фізичних властивостей речовини, котра конденсується та температури конденсації.

$$q^{0.5} = M \cdot l^{0.35} \cdot d^{-0.25} \cdot \theta.$$

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$q = M^2 \cdot l^{0.7} \cdot d^{-0.5} \cdot \theta^2,$$

де θ - різниця між температурою конденсації CO_2 та температурою стінки.

Щільність теплового потоку зі сторони конденсації CO_2 :

$$q_{CO_2} = 8.7^2 \cdot 4^{0.7} \cdot 0.02^{-0.5} \cdot \theta^2 = 1412.4 \cdot \theta^2, \text{ Вт} / \text{ м}^2.$$

Отримані результати щільності теплового потоку заносимо у таблицю

1.2. для різних значень θ .

Розрахунок щільності теплового потоку зі сторони NH_3 , який кипить у між трубному просторі.

Коефіцієнт тепловіддачі [данилова]:

$$\alpha_{NH_3} = 45^{5/3} \cdot \theta^{2/3} \cdot \frac{d_{зоб}}{d_{вн}}, \text{ Вт} / (\text{ м}^2 \text{ К}),$$

де θ - різниця температури стінки та температури кипіння NH_3 .

Щільність теплового потоку:

$$q_{NH_3} = \alpha \cdot \theta, \text{ Вт} / \text{ м}^2.$$

Із приведених вище формул коефіцієнта тепловіддачі і щільності теплового потоку отримуємо розрахункове рівняння:

$$q_{NH_3} = 45^{5/3} \cdot \theta^{5/3} \cdot \frac{d_{зоб}}{d_{вн}}, \text{ Вт} / \text{ м}^2.$$

Щільність теплового потоку зі сторони кипіння NH_3 :

$$q_{NH_3} = 45^{5/3} \cdot \theta^{5/3} \cdot \frac{25 \cdot 10^{-3}}{20 \cdot 10^{-3}} = 711.65 \cdot \theta^{5/3}, \text{ Вт} / \text{ м}^2.$$

Отримані результати коефіцієнту тепловіддачі та щільності теплового потоку заносимо у таблицю 1.2. для різних значень θ .

Таблиця 2.5.

θ	$q_{CO_2}, \text{ Вт} / \text{ м}^2$	$q_{NH_3}, \text{ Вт} / \text{ м}^2$
1	1412.4	711.6
2	5649.7	2259.3

3	12711.8	4440.9
4	22598.8	7172.9
5	35310.6	10404.3
6	50847.3	14098.8

Будуємо графіки рівнянь в координатах $q_F - \theta$, відкладаючи θ .

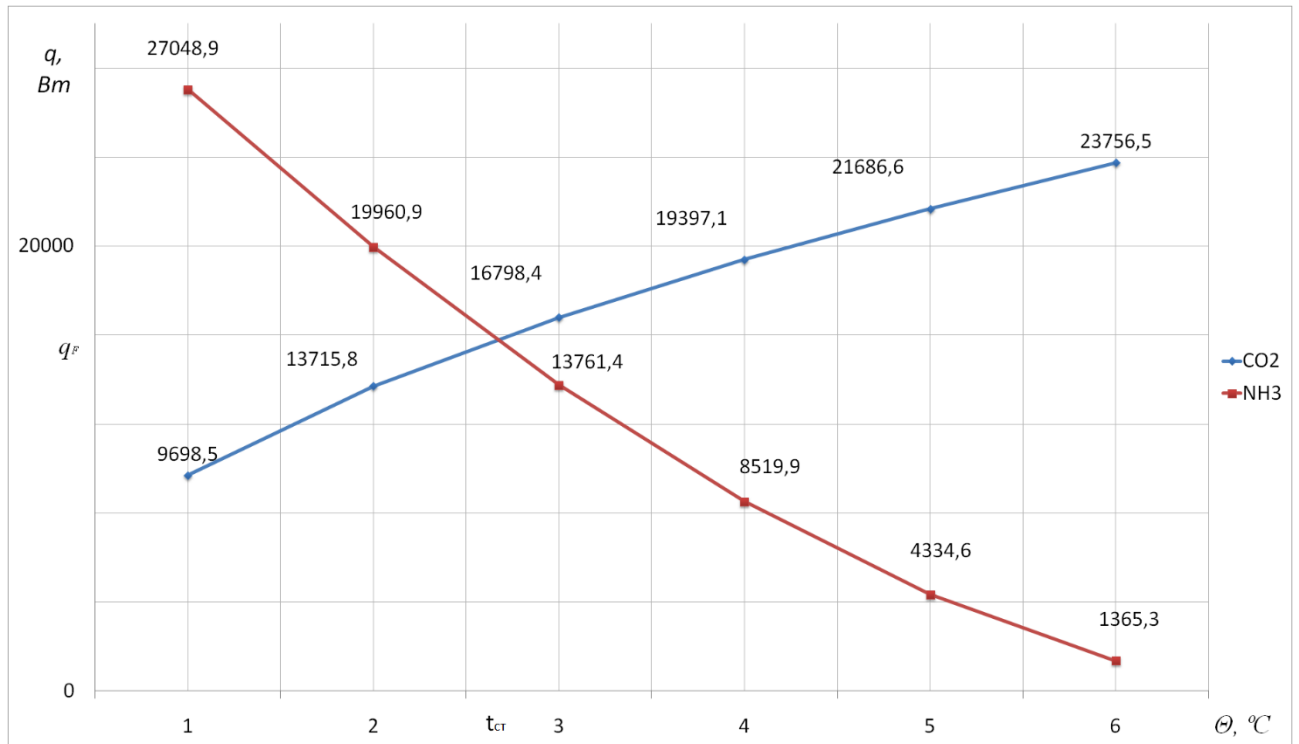


Рис.2.3. Залежність $q_F - \theta$

Конструктивний розрахунок апарата

Визначаємо площу поверхні конденсатора – випарника:

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q_0}{q_{F\text{вн}}} = \frac{M_a^{\text{CO}_2} \cdot q_{\text{кн}}}{q_{F\text{вн}}} = \frac{1.454 \cdot 340.3 \cdot 10^3}{9000} = 54.9, \text{ м}^2.$$

Визначаємо загальну довжину труб в апараті:

$$L = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}} = \frac{54.9}{3.14 \cdot 0.02} = 874.7, \text{ м.п.}$$

Визначаємо загальну кількість труб в апараті

$$n = \frac{L}{l} = \frac{874.7}{4} = 218.7, \text{ шт.}$$

Зводимо до найближчого більшого цілого числа, приймаємо $n = 219, \text{ шт.}$

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо крок теплообмінних труб згідно рекомендації $\frac{S}{d_{зовн}} = 1.36$

звідси:

$$S = d_{зовн} \cdot 1.36 = 0.025 \cdot 1.36 = 0.034, \text{ м.}$$

Маса теплообмінних труб в апараті:

$$M = L \cdot 0.986 = 874.7 \cdot 0.986 = 862.5, \text{ кг,}$$

де 0.986 – вага одного погонного метра сталюї труби [1].

Об'єм теплообмінної секції в апараті:

$$V = S^2 \cdot n \cdot L = 0.034^2 \cdot 219 \cdot 4 = 1.013, \text{ м}^3.$$

2.3 Розрахунок кожухотрубного конденсатора-випарника з оребреними трубами

Приймаємо що холодильний агент нижнього каскаду (CO_2) конденсується в трубї, а холодильний агент верхнього каскаду (NH_3) кипить у між трубному просторї апарата.

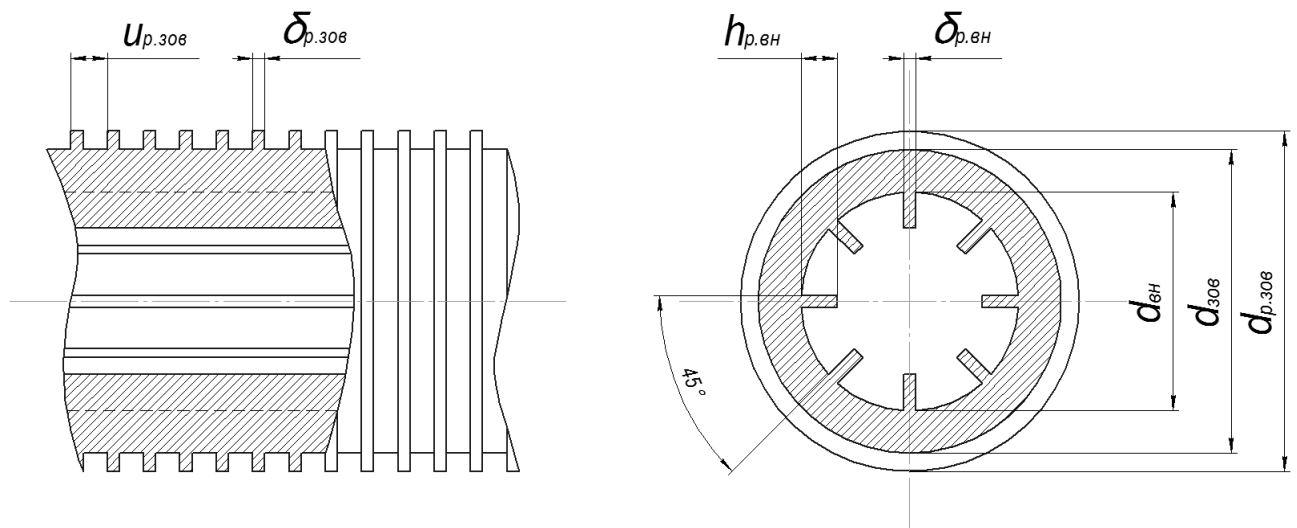


Рис.2.4. Геометричні характеристики

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

Геометричні характеристики теплообмінної поверхні:

$$d_{зов} = 25 \text{ мм} - \text{зовнішній діаметр теплообмінної труби};$$

$$d_{вн} = 18 \text{ мм} - \text{внутрішній діаметр теплообмінної труби};$$

$$d_{р.зов} = 28 \text{ мм} - \text{діаметр зовнішнього ребра};$$

$$h_{р.вн} = 3 \text{ мм} - \text{висота внутрішнього ребра};$$

$$u_p = 3 \text{ мм} - \text{хід ребра};$$

$$\delta_p = 1 \text{ мм} - \text{товщина ребра};$$

$$l = 4 \text{ м} - \text{довжина однієї труби в апараті.}$$

Характеристика внутрішньої теплообмінної поверхні:

$$f_{вн.зл} = \pi \cdot d_{вн} \cdot u_p = 3.14 \cdot 18 \cdot 10^{-3} \cdot 3 \cdot 10^{-3} = 1.696 \cdot 10^{-4}, \text{ м}^2$$

$$f_{вн.р} = h_{р.вн} \cdot 2 \cdot 8 \cdot u_p = 3 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 8 \cdot 3 \cdot 10^{-3} = 2.88 \cdot 10^{-4}, \text{ м}^2$$

$$f_{вн.м.р} = \pi \cdot d_{вн} \cdot u_p - (8 \cdot \delta_p \cdot u_p) = \\ = 3.14 \cdot 18 \cdot 10^{-3} \cdot 3 \cdot 10^{-3} - (8 \cdot 1 \cdot 10^{-3} \cdot 3 \cdot 10^{-3}) = 1.456 \cdot 10^{-4}, \text{ м}^2$$

$$f_{вн.р.е} = f_{вн.р} + f_{вн.м.р} = 2.88 \cdot 10^{-4} + 1.456 \cdot 10^{-4} = 4.336 \cdot 10^{-4}, \text{ м}^2$$

$$\beta_{вн} = \frac{f_{вн.р.е}}{f_{вн.зл}} = \frac{4.336 \cdot 10^{-4}}{1.696 \cdot 10^{-4}} = 2.556$$

Характеристика зовнішньої теплообмінної поверхні:

$$f_{зов.зл} = \pi \cdot d_{зов} \cdot u_p = 3.14 \cdot 25 \cdot 10^{-3} \cdot 3 \cdot 10^{-3} = 2.356 \cdot 10^{-4}, \text{ м}^2$$

$$f_{зов.р} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{р.зов}^2 - d_{зов}^2) = 2 \cdot \frac{3.14}{4} (28 \cdot 10^{-3} - 25 \cdot 10^{-3}) = 2.498 \cdot 10^{-4}, \text{ м}^2$$

$$f_{зов.м.р} = \pi \cdot d_{зов} \cdot (u_p - \delta_p) = 3.14 \cdot 25 \cdot 10^{-3} \cdot (3 \cdot 10^{-3} - 1 \cdot 10^{-3}) = 1.571 \cdot 10^{-4}, \text{ м}^2$$

$$f_{зов.р.е} = f_{зов.р} + f_{зов.м.р} = 2.498 \cdot 10^{-4} + 1.571 \cdot 10^{-4} = 4.068 \cdot 10^{-4}, \text{ м}^2$$

$$\beta_{зов} = \frac{f_{зов.р.е}}{f_{зов.зл}} = \frac{4.068 \cdot 10^{-4}}{2.356 \cdot 10^{-4}} = 1.727$$

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

Властивості холодильного агенту CO_2 (R-744) при температурі конденсації $t_k = -10^0 C$:

$g = 9.8 м/с^2$ - прискорення вільного падіння;

$r = 334 кДж/кг$ - скрита теплота пароутворення;

$\lambda = 0.11 Вм/м \cdot K$ - коефіцієнт теплопровідності;

$\nu = 0.113 \cdot 10^{-6} м/с$ - коефіцієнт кінематичної в'язкості;

$\rho = 982.8 кг/м^3$ - щільність;

$P_r = 2.2$ - критерій Прандтля.

Визначаємо критерій Рейнольдса:

$$Re = \frac{w \cdot d_{\text{вн}}}{\nu} = \frac{1.5 \cdot 18 \cdot 10^{-3}}{0.113 \cdot 10^{-6}} = 2.4 \cdot 10^5,$$

де w - швидкість руху холодоагенту, приймаємо $w = 1.5, м/с$.

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі при конденсації холодильного агенту :

$$\alpha N_{\text{вн}} = 0.564 \sqrt{\frac{g \cdot r \cdot \rho \cdot 1000 \cdot \lambda^3}{\nu \cdot \theta \cdot d_{\text{вн}}}} = 0.564 \sqrt{\frac{9.81 \cdot 334 \cdot 982.8 \cdot 1000 \cdot 0.11^3}{0.113 \cdot 10^{-6} \cdot \theta \cdot 18 \cdot 10^{-3}}} = 3794 \cdot \theta^{-0.25}, Вм/м^2 K.$$

де θ – різниця між температурою стінки і холодоагенту; приймаємо:

$$\theta_1 = 1, \theta_2 = 2, \theta_3 = 3, \theta_4 = 4, \theta_5 = 5, \theta_6 = 6.$$

$$\alpha_{\text{вн}} = \alpha N_{\text{вн}} \cdot \beta_{\text{вн}} = 3794 \cdot \theta^{-0.25} \cdot 2.556 = 9698.5 \cdot \theta^{-0.25}, Вм/м^2 K.$$

Щільність теплового потоку:

$$q_{\text{вн}} = \alpha_{\text{вн}} \cdot \theta^{0.75} = 9698.5 \cdot \theta^{0.75}, Вм/м^2.$$

Отримані результати щільності теплового потоку заносимо у таблицю 1.3. для різних значень θ .

Розрахунок щільності теплового потоку зі сторони NH_3 , котрий кипить у між трубному просторі.

Коефіцієнт тепловіддачі:

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

$$\alpha_{NH_3} = 45^{5/3} \cdot \theta^{2/3} \cdot \frac{d_{306}}{d_{6H}}, \text{Вт} / (\text{м}^2 \text{К}),$$

де θ - різниця температури стінки та температури кипіння NH_3 .

Щільність теплового потоку:

$$q_{NH_3} = \alpha \cdot \theta \cdot \beta_{306}, \text{Вт} / \text{м}^2.$$

Із приведених вище формул коефіцієнта тепловіддачі і щільності теплового потоку отримуємо розрахункове рівняння:

$$q_{NH_3} = 45^{5/3} \cdot \theta^{5/3} \cdot \frac{d_{306}}{d_{6H}} \cdot \beta_{306}, \text{Вт} / \text{м}^2.$$

Щільність теплового потоку зі сторони кипіння NH_3 :

$$q_{NH_3} = 45^{5/3} \cdot \theta^{5/3} \cdot \frac{25 \cdot 10^{-3}}{20 \cdot 10^{-3}} \cdot 1.727 = 1365.3 \cdot \theta^{5/3}, \text{Вт} / \text{м}^2.$$

Отримані результати коефіцієнту тепловіддачі та щільності теплового потоку заносимо у таблицю 1.3. для різних значень θ .

Таблиця 2.6.

θ	$q_{CO_2}, \text{Вт} / \text{м}^2$	$q_{NH_3}, \text{Вт} / \text{м}^2$
1	9698.5	1365.3
2	13715.8	4334.6
3	16798.4	8519.9
4	19397.1	13761.4
5	21686.6	19960.9
6	23756.5	27048.9

Будуємо графіки рівнянь в координатах $q_F - \theta$, відкладаючи θ .

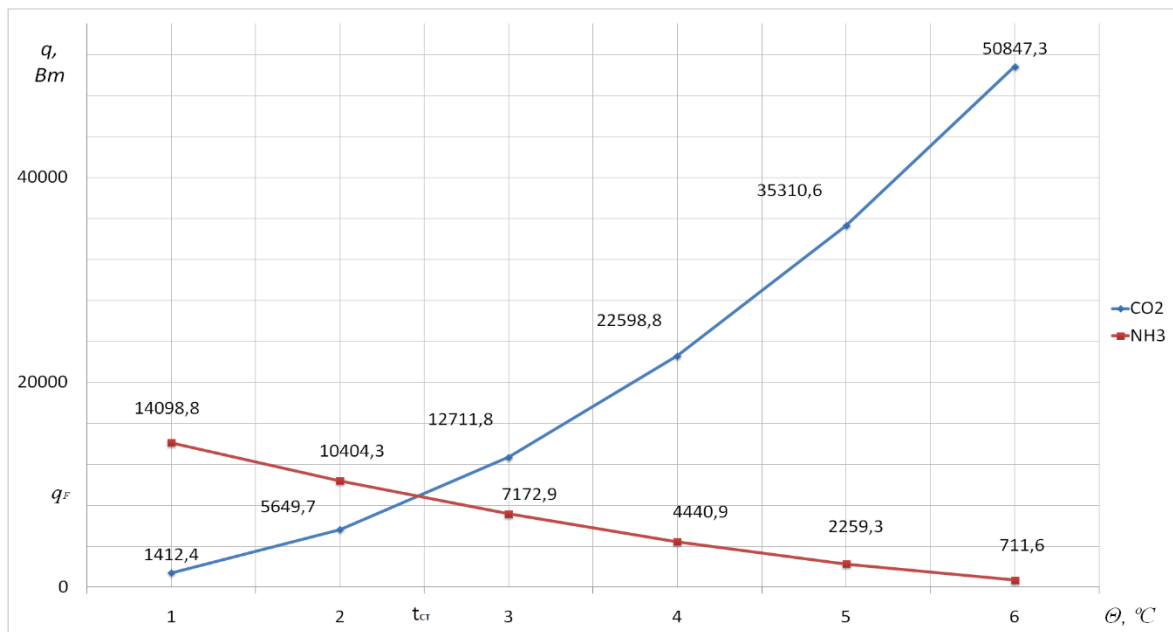


Рис.2.5. Залежність $q - \theta$

Конструктивний розрахунок апарата

Визначаємо площу поверхні конденсатора – випарника:

$$F_{\text{вн}} = \frac{Q_0}{q_{\text{Fвв}}} = \frac{M_a^{\text{CO}_2} \cdot q_{\text{кн}}}{q_{\text{Fвв}}} = \frac{1.454 \cdot 340.3 \cdot 10^3}{15800} = 31.3, \text{ м}^2.$$

Визначаємо загальну довжину труб в апараті:

$$L = \frac{F_{\text{вн}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}} = \frac{31.3}{3.14 \cdot 0.018} = 553.6, \text{ м.л.}$$

Визначаємо загальну кількість труб в апараті

$$n = \frac{L}{l} = \frac{553.6}{4} = 138.4, \text{ шт.}$$

Зводимо до найближчого більшого цілого числа, приймаємо $n = 139, \text{ шт.}$

Приймаємо крок теплообмінних труб згідно рекомендації $\frac{S}{d_{\text{зовн}}} = 1.36$

звідси:

$$S = d_{\text{р.зов}} \cdot 1.36 = 0.028 \cdot 1.36 = 0.038, \text{ м.}$$

Маса теплообмінних труб в апараті:

$$M = L \cdot 0.5 = 553.6 \cdot 0.5 = 276.8, \text{ кг,}$$

де 0.5 – вага одного погонного метра алюмінієвої оребреної труби [].

									Арк.
									65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24				

Об'єм теплообмінної секції в апараті:

$$V = S^2 \cdot n \cdot L = 0.038^2 \cdot 139 \cdot 4 = 0.803, \text{ м}^3.$$

2.4 Розрахунок пластинчатого конденсатора-випарника

Вихідні дані:

Холодильний агент нижнього каскаду (CO_2) - конденсується;

Холодильний агент верхнього каскаду (NH_3) - кипить.

Геометричні характеристики теплообмінної поверхні.

Геометрія пластини:

Ширина – $a=450$ мм;

Висота – $b=1000$ мм;

Товщина пластини – $\delta=1$ мм;

Крок між пластинами – $u=3$ мм.

Характеристика теплообмінної поверхні.

Теплообмінна поверхня однієї пластини:

$$f_{1n} = a \cdot b = 0.45 \cdot 1 = 0.45, \text{ м}^2.$$

Живий перетин однієї касети :

$$f_{1к} = a \cdot (u - \delta) = 0.45 \cdot (3 - 1) \cdot 10^{-3} = 9 \cdot 10^{-4}, \text{ м}^2.$$

Теплофізичні властивості холодильного агента CO_2 (R-744) при температурі конденсації $t_k = -10^0 \text{ C}$:

$g = 9.8 \text{ м/с}^2$ - прискорення вільного падіння;

$r = 334 \text{ кДж/кг}$ - скрита теплота пароутворення;

$\lambda = 0.11 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ - коефіцієнт теплопровідності;

$\nu = 0.113 \cdot 10^{-6} \text{ м/с}$ - коефіцієнт кінематичної в'язкості;

$\rho = 982.8 \text{ кг/м}^3$ - щільність;

$P_r = 2.2$ - критерій Прандтля.

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

Об'ємна витрата CO_2 :

$$V_p = M_a \cdot v_2 = 1.454 \cdot 0.024 = 0.035 \text{ м}^3/\text{с},$$

де $M_a = 1.454, \text{кг}/\text{с}$ - масова витрата холодильного агенту; $v_2 = 0.024, \text{м}^3/\text{кг}$ - питоми об'єм.

Швидкість руху CO_2 :

$$\omega = \frac{2 \cdot V}{f_{1к} \cdot n} = \frac{2 \cdot 0.035}{9 \cdot 10^{-4} \cdot n} = \frac{77.8}{n}, \text{ м}/\text{с};$$

де n – кількість пластин в апараті; приймаємо: $n_1 = 200, n_2 = 220, n_3 = 240, n_4 = 260, n_5 = 280, n_6 = 300$.

Еквівалентний діаметр каналу:

$$d_{екв} = \frac{4 \cdot f_{1к}}{2 \cdot [a + (u - \delta)]} = \frac{4 \cdot 10.8 \cdot 10^{-4}}{2(0.45 + (3 - 0.6) \cdot 10^{-3})} = 4 \cdot 10^{-3}, \text{ м}.$$

Визначаємо критерій Рейнольдса:

$$Re = \frac{w \cdot d_{екв}}{\nu}.$$

Отримані результати швидкості руху CO_2 і критерію Рейнольдса заносимо в таблицю 2.7.

Таблиця 2.7.

Кількість пластин	$n, \text{шт}$	200	220	240	260	280	300
Швидкість руху CO_2	$\omega, \text{м}/\text{с}$	0.388	0.352	0.323	0.298	0.277	0.258
Критерій Рейнольдса		13664.3	12422.1	11387	10511	9760.2	9109.6

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі при конденсації холодильного агенту :

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

$$\alpha N_{CO_2} = 0.943 \sqrt[4]{\frac{g \cdot r \cdot \rho \cdot 1000 \cdot \lambda^3}{\nu \cdot \theta \cdot b}} = 0.943 \sqrt[4]{\frac{9.81 \cdot 334 \cdot 982.8 \cdot 1000 \cdot 0.11^3}{0.113 \cdot 10^{-6} \cdot \theta \cdot 18 \cdot 10^{-3}}} =$$

$$= 2340.2 \cdot \theta^{-0.25}, \text{ Bm/m}^2 \text{ K},$$

де θ – різниця між температурами стінки і холодоагенту; приймаємо:

$$\theta_1 = 1, \theta_2 = 2, \theta_3 = 3, \theta_4 = 4, \theta_5 = 5, \theta_6 = 6.$$

$$\alpha_{CO_2} = 0.2 \cdot \alpha N_{CO_2} \cdot \text{Re}^{0.12} \cdot \text{Pr}^{-0.33}, \text{ Bm/m}^2 \text{ K}.$$

Щільність теплового потоку:

$$q_{CO_2} = \alpha_{CO_2} \cdot \theta^{0.75}, \text{ Bm/m}^2.$$

Отримані результати щільності теплового потоку заносимо у таблицю 2.

для різних значень θ і n .

Щільність теплового потоку зі сторони киплячого NH_3 :

$$q_{NH_3} = 3800 \cdot \theta^{2.2}, \text{ Bm/m}^2.$$

Отримані результати щільності теплового потоку заносимо у таблицю

2.8. для різних значень θ .

Таблиця 2.8.

$n, \text{ шт}$	CO_2						NH_3
	200	220	240	260	280	300	
θ_1	1470.6	1453.9	1438.8	1425	1412.4	1400.8	3800
θ_2	2473.3	2445.2	2419.8	2396.6	2375.4	2355.8	17460.2
θ_3	3352.3	3314.2	3279.7	3248.4	3219.6	3293.1	42604
θ_4	4159.5	4112.2	4069.5	4030.6	3994.9	3962	80226.1
θ_5	4917.3	4861.4	4810.9	4764.9	4722.7	4683.8	131074.3
θ_6	5637.9	5573.8	5515.9	5463.1	5414.8	5370.1	195756.6

Будуємо графіки рівнянь в координатах $q_F - \theta$.

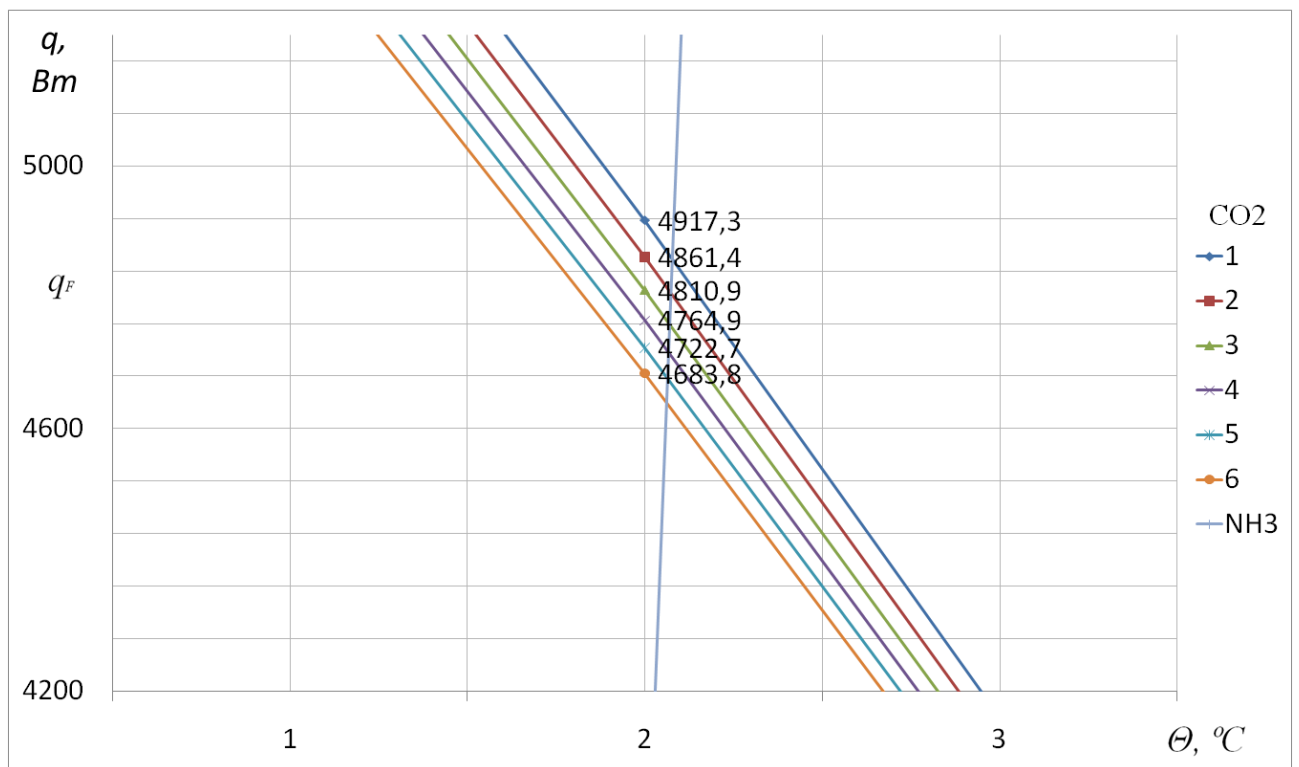


Рис.2.6. Залежність $q - \theta$

Завдяки графоаналітичному методу визначаємо дійсні величини щільності теплового потоку в апараті. Отримані дані заносимо у таблицю 2.9.

Таблиця 2.9.

Кількість пластин	$n, шт$	200	220	240	260	280	300
Щільність теплового потоку	$q_F, Вт/м^2$	4860	4800	4760	4720	4680	4640

Поверхня теплопередачі:

$$F = \frac{n}{2} \cdot f_{1к}, м^2.$$

Теплове навантаження на апарат:

$$Q = F \cdot q_F, Вт/м^2.$$

Отримані дані розрахунків поверхні теплопередачі і теплове

навантаження заносимо у таблицю 2.10.

Таблиця 2.10.

Кількість пластин	$n, шт$	200	220	240	260	280	300
Поверхня теплопередачі	$F, м^2$	90	99	108	117	126	135
Теплове навантаження	$Q, кВт/м^2$	437.4	475.2	514.1	552.2	589.7	626.4

Приймаємо кількість пластин $n=260$, тоді довжина теплообмінної секції апарата:

$$L = n \cdot u = 260 \cdot 0.003 = 0.78, м.$$

Маса однієї пластини:

$$M_{1n} = f_{1n} \cdot \delta \cdot \rho_m = 0.45 \cdot 0.001 \cdot 4510 = 2.03, кг,$$

де ρ_m - щільність металу, так як пластини апарату титанові, то

$$\rho_m = 4510, кг/м^3.$$

Маса теплообмінної секції апарата:

$$M = M_{1n} \cdot n = 2.03 \cdot 260 = 527.8, кг.$$

Об'єм теплообмінної секції в апараті:

$$V = a \cdot b \cdot L = 0.45 \cdot 1 \cdot 0.78 = 0.351, м^3.$$

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Далі представлено результати дослідження та порівняння основних характеристик спроектованих апаратів.

Як ми бачимо на рисунку 1 щільність теплового потоку для кожухотрубного теплообмінника з оребреними трубами на 70 % більше порівняно з теплообмінником з гладкими трубами. Це зумовлено процесом інтенсифікації теплообміну за рахунок встановлення оребрення. У свою чергу це дозволило зменшити площу всього апарату, як видно на рисунку 2 та зменшити кількість труб. Незважаючи на відносно до інших апаратів низьку щільність теплового потоку у пластинчатому теплообміннику це компенсується великою площею теплопередачі пластин.

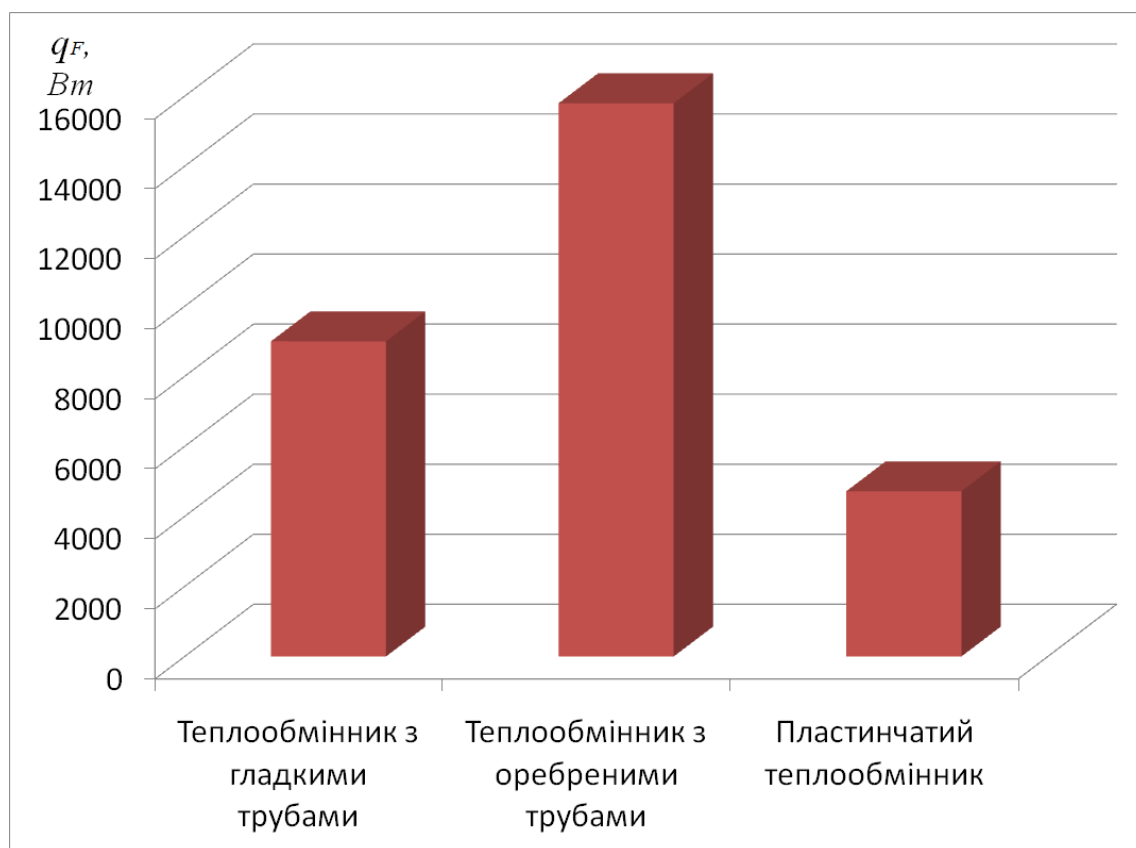


Рис 1. Щільність теплового потоку апаратів

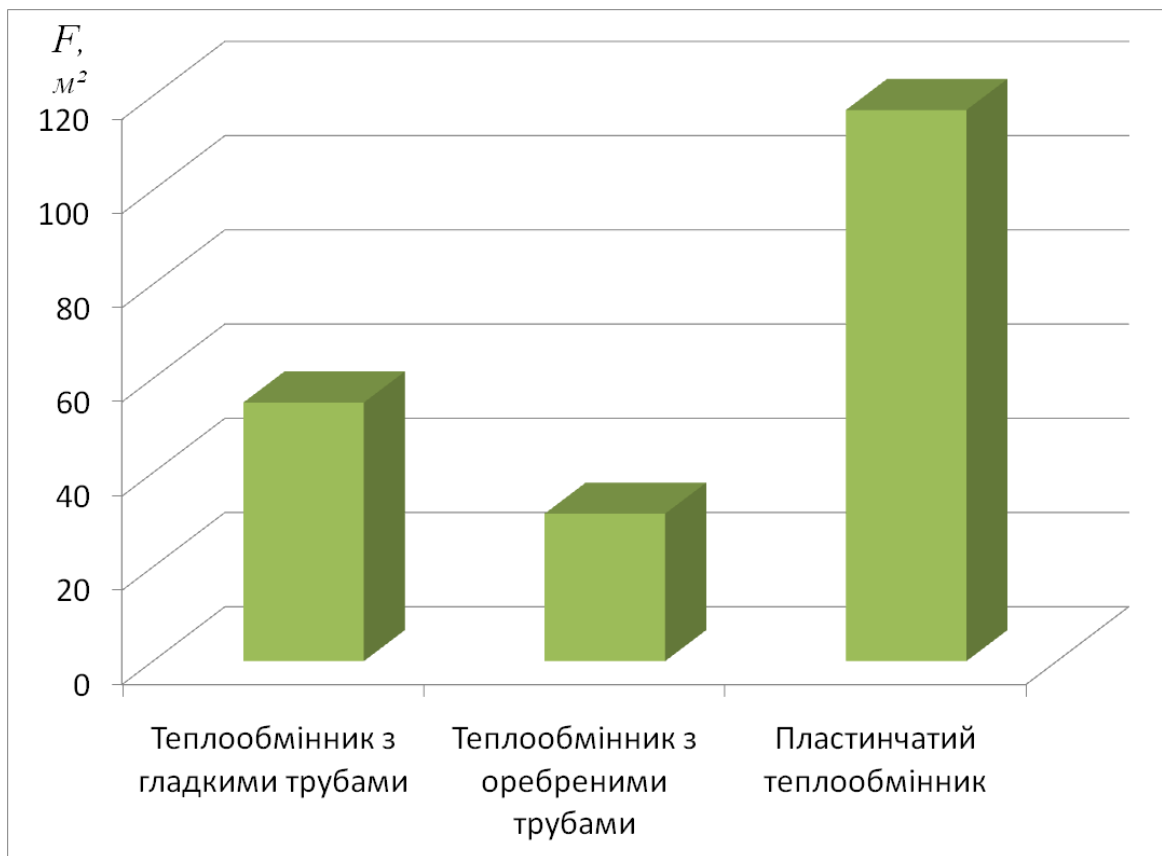


Рис 2. Площа теплообмінної секції апаратів

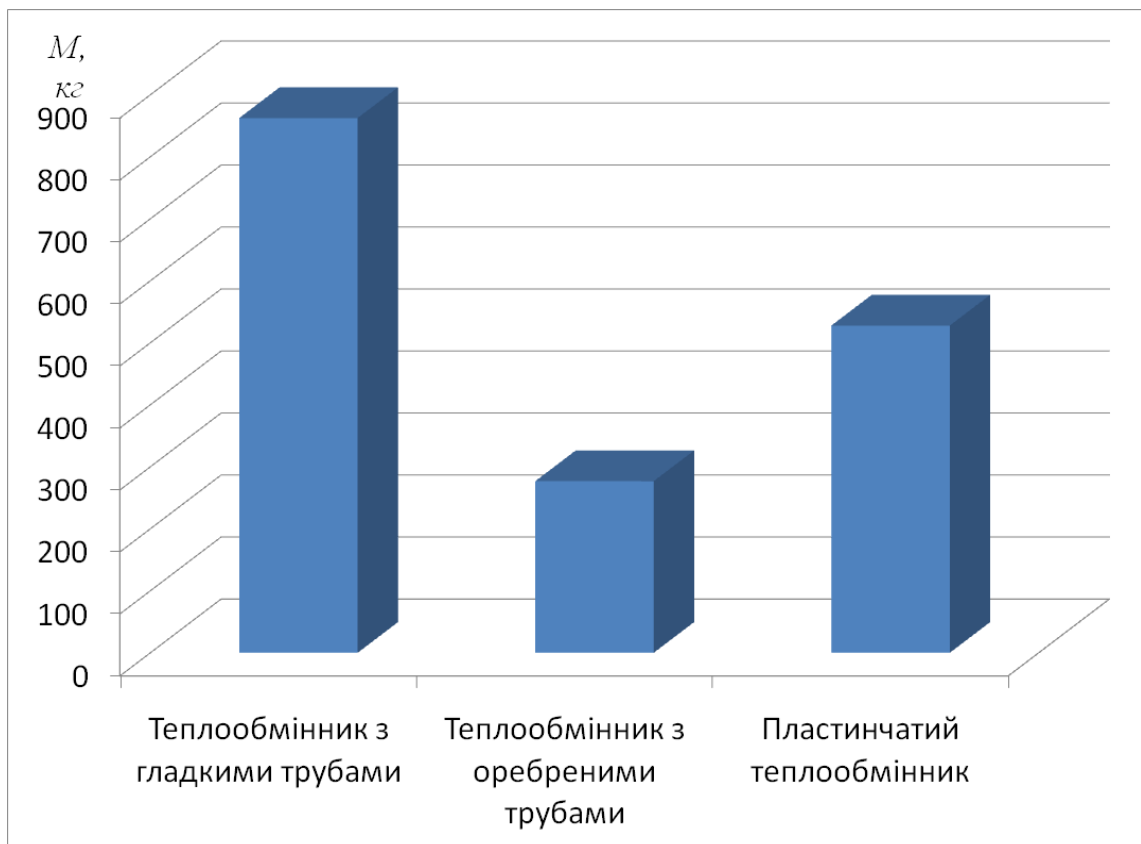


Рис 3. Маса апаратів

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

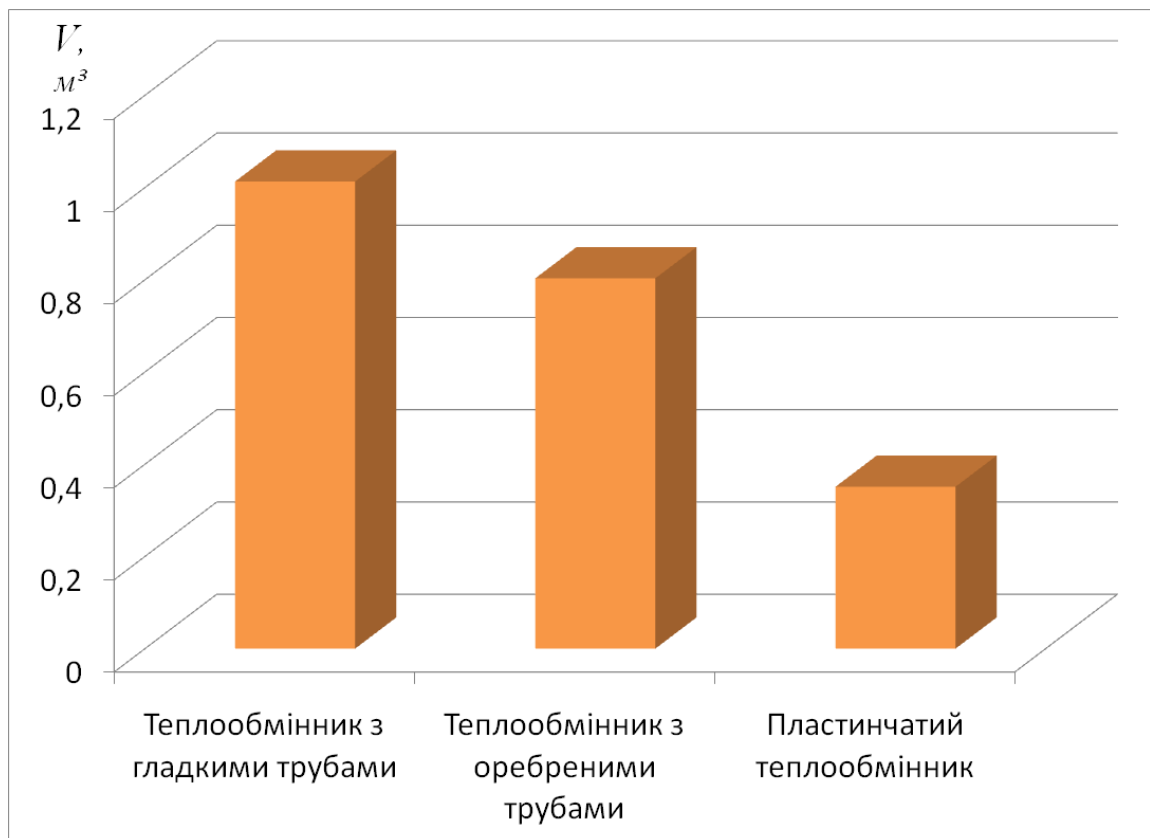


Рис 4. Внутрішній об'єм апаратів

Найважчим серед апаратів виявився теплообмінник з гладкими трубами. Найлегшим теплообмінник з оребреними трубами. Це показано на рисунку 3. За внутрішнім об'ємом серед апаратів пластинчатий теплообмінник у два рази менший від теплообмінника з гладкими трубами та на 70% від теплообмінника з оребренням, що видно на рисунку 4.

ВИСНОВКИ

- Оребрення теплообмінної секції кожухотрубного конденсатора-випарника дозволило збільшити щільність теплового потоку на 70%.
- Збільшення щільності теплового потоку кожухотрубного конденсатора-випарника дозволило зменшити кількість та довжину труб та зменшити вагу апарату з 860 кг. до 280 кг.
- Пластинчатий теплообмінник показує гарні показники, зокрема малий об'єм та відносна невелика маса. Об'єм апарату може зіграти вирішальну роль, якщо на об'єкті є обмеження на максимальний обсяг заправки холодильного агенту.
- Використання пари природних холодильних агентів – R-744 та R-717 дозволяє зменшити вплив на оточуюче середовище та глобальне потепління, за рахунок низького коефіцієнту GWP (Global warming potential).

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

4. ОХОРОНА ПРАЦІ

В каскадній холодильній машині в якості холодильних агентів застосовується – аміак та вуглекислий газ.

Аміак (NH_3 , R717) – це безбарвний, із задушливим різким запахом нашатир – газ. Його синтезують із азоту і водню при високому тиску. Він легше повітря і добре розчиняється у воді в різних концентраціях. У одному об'ємі води при $15\text{ }^\circ\text{C}$ розчиняється 700 об'ємів аміаку і при цьому утворюється нашатирний спирт. Аміак характеризується високою активністю щодо кольорових металів – мідь, цинк і їх сплави (роз'їдає у присутності вологи), за винятком фосфорної бронзи. Тому, арматуру роблять з чорних металів (сталь, чавун).

Температура кипіння аміаку при атмосферному тиску (-33.4°C). Температура замерзання (-77.7°C). Найбільш небезпечна властивість аміаку – токсичність. Тому до нього потрібно поставитись дуже серйозно, з високою увагою. Високі концентрації аміаку викликають опіки очей і верхніх дихальних шляхів. При тяжких отруєннях NH_3 важко дихати, появляється кашель, спазми горла. Рідкий аміак викликає опіки на тілі. При попаданні аміаку в очі, можна осліпнути. При об'ємній долі в повітрі 11% і наявності відкритого полум'я, призводить до горіння аміаку, а понад 16-26.8% - можливий вибух. Тому, при обслуговуванні потрібно дотримуватися техніки безпеки. Для аміаку, гранично допустима концентрація – $g = 20\text{ кг/м}$, коефіцієнт токсичної небезпеки – $K=0.3$.

Вуглекислота (CO_2 , R744) – добре відомий інгредієнт газованих безалкогольних напоїв. За кімнатної температури та атмосферного тиску вуглекислий газ – прозорий, злегка кислуватий, на смак, газ. Він на 50% важче повітря, тому його можна переливати з однієї ємності до іншої. CO_2 - продукт більшості процесів горіння і при великих кількостях може загасити полум'я, витискуючи з повітря кисень. При збільшенні концентрації у приміщенні з поганою вентиляцією, концентрація кисню зменшується

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

настільки що людина може отруїтися. CO_2 розчиняється у багатьох рідинах; розчинність залежить від властивостей рідини, температури та тиску парів CO_2 . Вуглекислий газ добре розчиняється в органічних розчинниках, наприклад в алкоголі, ацетоні та бензолі.

При підвищеному тиску та охолодженні діоксин вуглецю легко стискується та знаходиться у рідкому стані при температурах від +31 до -57°C (в залежності від тиску).

При температурі нижче -57°C вуглекислий газ переходить у тверду фазу. Тиск необхідний для цього залежить від температури, і при +21°C він складає 60 атм, а при -18°C - 20 атм. Рідкий CO_2 зберігають у герметичних ємностях під відповідним тиском. При переході у атмосферу частина його перетворюється у газ, а деяка кількість – в "вуглецевий сніг", при цьому його температура знижується до -84°C.

Відбираючи тепло з навколишнього середовища, сухий лід переходить в газоподібний стан – сублимує. Для зменшення сублимаційних втрат його зберігають у герметичних контейнерах, достатньо міцних, щоб витримати збільшення тиску при збільшенні температури.

CO_2 при розчиненні у воді утворює слабку вуглецеву кислоту. Реагуючи з лужними та лужноземельними металами, а також з аміаком, CO_2 утворює карбонати та бікарбонати.

4.1 Класифікація виробництва за мірою вибухової, вибухово-пожежної, і пожежної небезпеки

Категорія приміщення - "А" вибухопожежонебезпечна.

Характеристика речовин і матеріалів, що знаходяться в приміщенні: Горючі гази, легкозаймисті рідини з температурою спалаху не більше 28°C у такій кількості, що можуть утворювати вибухонебезпечні парогазоповітряні суміші, при займанні яких розвивається розрахунковий надлишковий тиск вибуху в приміщенні, що перевищує 5кПа. Речовини та матеріали, здатні

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вибухати і горіти при взаємодії з водою, киснем повітря або одне з одним, у такій кількості, що розрахунковий надлишковий тиск вибуху в приміщенні перевищує 5кПа.

Визначення пожеже-небезпечних властивостей речовин і матеріалів виконується на підставі результатів випробувань або розрахунків по стандартних методиках з врахуванням параметрів стану.

4.2 Розрахунок і підбір запобіжного клапану.

Апарати з безпосереднім охолодженням оснащуються пружинними запобіжними клапанами відповідно до вимог «Правил пристрою і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском». Запобіжні клапани апаратів на лінії нагнітання, всмоктування, регулюються на початок відкриття при тиску, вказаному в паспортній документації заводу-виробника. Встановлюється перекачувальний вентиль з двома запобіжними клапанами. Запобіжні клапани компресорів перевіряються не менш, як один раз на рік. Запобіжний клапан і пломба знімаються обслуговуючим персоналом за наказом особи, відповідального за справний стан і безпечну дію апарата, в присутності механіка холодильної установки.

Тиск спрацьовування клапанів не повинен перевищувати робоче більш ніж на 0,05 МПа, для посудин з робочим тиском більше 6 МПа. Пропускна спроможність клапанів вибирається з урахуванням максимального можливого устаткування в посудині і надходження в нього пари з живлячого джерела, за відсутності витрати з посудини:

$$M = \mu \cdot F \cdot B \cdot \sqrt{2 \cdot (P_1 - P_2)}, \text{кг/с}$$

$$M = 0.8 \text{кг/с} - \text{масова витрата,}$$

де $\mu = 0.6$ - коефіцієнт витрати газу (рідини);

F - площа перетину клапана м^2 ;

B = 1.24 - коефіцієнт, залежний від показника адіабати [9];

$\rho = 14 \text{кг/м}^3$ - щільність речовини;

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

P_1 – максимальний абсолютний тиск перед запобіжним клапаном, Па;

$P_2 = 0.1 \cdot 10^6 \text{ Па}$ – тиск за запобіжним клапаном.

Площа перетину клапана :

$$F = M / \mu \cdot V \sqrt{2 \cdot \rho (P_1 - P_2)} \text{ м}^2$$

$$F = 0.8 / 0.6 \cdot 1.24 \cdot \sqrt{2 \cdot 14 (1.16 - 0.1)} = 19.7 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

Діаметр прохідного перетину :

$$D = \sqrt{4F / \pi} = \sqrt{4 \cdot 19.7 \cdot 10^{-5} / 3.14} = 0.015 \text{ м}$$

Запобіжні клапани компресора перевіряються не менш, як один раз на рік. Кожна холодильна установка оснащується не менше, як одним запасним пружинним запобіжним клапаном.

4.3 Методи виявлення витіку холодильного агента.

Витік холодильного агента - звичайне явище, особливо на новій установці. Витік може виникнути внаслідок вібрації, що приводить до розриву трубок і ослабленню болтів, або з інших причин, пов'язаним з більш-менш різкою зміною температури, що викликає розширення або скорочення елементів системи, витіку через перекиваючі клапани та ін. Тому, особливо на новій установці, рекомендується по можливості щодня робити перевірку герметичності контуру з використанням відповідних пристроїв для виявлення витоків. Визначити витік холодильного агента можна за допомогою оглядового скла: при функціонуванні установки в робочому режимі в оглядовому склі не повинні з'являтися пухирці газоподібного холодильного агента. Визначити витік, крім візуальної оцінки через індикатор проходження суміші, можна по наступних ознаках: слабка продуктивність холодильної установки, занадто низький тиск усмоктування щодо передбаченого та ін.

При виникненні вищенаведених ознак, після усунення причин витіку, робиться дозаправлення холодильного агента. Якщо після проведення зазначених перевірок витіку рідкого холодильного агента не припинилися,

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

можливим місцем витоків може бути конденсатор водяного охолодження. Для того, щоб це перевірити, закриваються вхідні й вихідний водяні крани й проводиться злив рідини з конденсатора в підходящу ємність. Коли конденсатор очищений від рідини, крани закриваються приблизно на годину, потім за допомогою «шукача витоків» вводиться зонд у відкритий для цього верхній кран.

Якщо «шукач витоків» установлює наявність витоків, необхідно зняти кришки конденсатора, прочистити його голівки й перевірити герметичність із використанням «шукача витоків» трубка за трубкою, на затискних муфтах і в самих трубках. Якщо витік виник на затискних муфтах трубок, можна спробувати відремонтувати муфту. Якщо витік викликаний розривом трубки, її треба замінити, трубка повинна бути замінена також і тоді, коли не вдається усунути витік на муфті.

Якщо в одній або декількох трубках є внутрішній витік, і замінити їх відразу ж неможливо, можна спробувати усунути витік, закривши трубку із двох кінців металевими пробками, за формою й розміром відповідному діаметру трубки. Можна також виключити кілька трубок з контуру, звертаючи в той же час увагу на те, щоб не допустити надмірного скорочення площі конденсації. У кожному разі при заміні трубок необхідно відключити конденсатор і злити холодильний агент. Проводити роботи повинен спеціалізований персонал.

4.4 Класифікація приміщень за мірою небезпеки поразки електричним струмом.

Відповідно до ПУЕ по мірі небезпеки поразки людей електричним струмом виробниче приміщення відноситься до приміщення з підвищеною небезпекою.

Вони характеризуються наявністю однієї з наступних умов:

- струмопровідний пил;
- струмопровідна підлога (металеві, земляні и т. д.);

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- висока температура (більш 35 °С);
- відносна вологість більш 75%;
- можливість одночасного дотику людини до металоконструкцій

будівель, технологічному устаткуванню, що має з'єднання із землею, з одного боку, і до металевих корпусів електроустаткування - з іншого боку.

Справжні Правила розповсюджуються на електрообладнання вибухонебезпечних установок в приміщеннях і зовнішніх. Електрообладнання вибухонебезпечних установок, крім потреб справжньої глави, повинно задовольняти також потреби розділів 1-6 Правил в той мірі, в якій вони не змінені справжньою главою. Вибухонебезпечними називаються установки, в котрих за умовами технологічного процесу можуть виникати вибухонебезпечні речовини : горючі гази або пари з повітрям чи киснем. К приміщенням класу В-1а відносять такі, в котрих при нормальній експлуатації виникнення вибухонебезпечних сумішей горючих пар чи газів з киснем і іншими окислювачами неймовірно. Таке може виникнути, якщо сталося аварія чи якісь неполадки. До приміщень класу В-1б відносять також, що і класу В-1а, але розрізняються однією з наступних особливостей :

1. Горючі гази в цих приміщеннях мають нижчий межа вибуху (15% і більше) і різким запахом в межах допустимих за санітарними нормами концентраціях (наприклад, машинні зали аміачних компресорних і холодильних абсорбційних установок).

2. Виникнення в аварійних випадках в приміщеннях вибухонебезпечної концентрації за умовами технологічного процесу виключено, а ймовірна лише місцева вибухонебезпечна концентрація.

3. До установок класу В-1г відносять зовнішні установки, які мають вибухонебезпечні гази, пари, горючі і легкозаймаючі рідини (ємності, газгольдери і ін.), де виникнення вибухонебезпечних сумішей можливо лише в результаті аварії.

Застосування електродвигунів з напругою 10 кВ і вище в вибухонебезпечних приміщеннях всіх класів дозволяється тільки у

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

виконанні, продуваючого під високим тиском. При напругах 3-6 кВ електродвигуни можуть застосовуватися в будь-якому вибухозахисному виконанні для відповідних категорій і груп вибухонебезпечних сумішей.

Розрахунок заземлюючого пристрою.

Заземлюючим пристроєм називається сукупність заземлювача – провідників (електродів) з'єднаних між собою і заходжуючись в безпосередньому контакті з землею, і заземлюючих провідників, з'єднуючих заземлюючі частини електроустановки з заземлювачем.

У електроустановках з напругою до 1000 В опір ізоляції повинен бути не менше 0,5 Ом.

Призначення захисного заземлення – видалити небезпеку ураження людей електричним струмом при появі напруги на конструктивних частинах електрообладнання, тобто замикання на корпус. Принцип дії захисного заземлення – зниження до безпечних значень напруги при торканні і ходьбі. Це досягається зменшенням потенціалу заземлюючого устаткування, а також вирівнюванням потенціалів за рахунок підйому потенціалу основи, на котрому стоїть людина, до потенціалу, близького по значенню к потенціалу заземлюючого устаткування. Пристрій заземлення необхідний при напрузі 500 В і вище за постійний і змінний струм.

Розрахунок заземлюючого пристрою :

1. Визначаємо дійсний опір ґрунту :

$\rho_{sp.} = \rho_f \cdot \psi (\text{Ом} \cdot \text{м})$, де $\rho_f = 30 (\text{Ом} \cdot \text{м})$ – питомий опір ґрунту (чорнозем), $\psi = 1.2 \dots 2$ – кінематичний коефіцієнт, котрий враховує сезонні коливання вологості ґрунту. В якості електродів для штучного заземлення застосовують сталеві труби, діаметром (0.035-0.05 м).

$$\rho_{sp.} = 30 \cdot 1.2 = 36 (\text{Ом} \cdot \text{м})$$

2. Визначаємо опір одного вертикального заземлення :

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$R_0 = \frac{\rho_{sp}}{2 \cdot \pi \cdot l} \left(\ln \cdot \frac{2 \cdot l}{d} + \frac{1}{2} \cdot \ln \cdot \frac{4H + l}{4H - l} \right), \text{ Ом}$$

Задаємося довжиною вертикального заземлювача, виходячи з умови $l'/l = 1, 2, 3$; $H_0 \geq 0.5 \text{ м}$

$$H = l/2 + H_0 = 2.3/2 + 0.7 = 1.85 \text{ м}$$

$$R_0 = \frac{36}{2 \cdot 3.14 \cdot 2.3} \left(\ln \cdot \frac{2 \cdot 2.3}{0.035} + \frac{1}{2} \cdot \ln \cdot \frac{4 \cdot 1.85 + 2.3}{4 \cdot 1.85 - 2.3} \right) = 13.3 \text{ Ом}$$

3. Визначаємо кількість стержнів :

$$n = R_0 / R_{mp}, \text{ де } R_{mp} \leq 4 \text{ Ом}, \quad n = R_0 / R_{mp} = 13.3 / 4 = 3.33 \text{ приймаємо } n' = 4.$$

Визначення опори системи вертикальних заземлень :

$$R_{св.} = R_0 / n' \eta, \text{ де } n' - \text{число заземлювачів (стандарт 2, 4, 6, 10, 20..)}$$

η - коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів із таблиці [7].

$$R_{св.} = 13.3 / 4 \cdot 0.73 = 4.56 \text{ Ом.}$$

4. Визначаємо довжину сполучної смуги :

$$L = l'(n-1) = 2.3(3.3-1) = 5.29 \text{ м}$$

5. Визначаємо опір сполучної смуги :

$$R_n = \rho_f / 2\pi L \eta_t \cdot \ln \cdot L^2 / d \cdot H_0 \text{ Ом. Де } \eta_t = 0.77 - \text{коефіцієнт використання}$$

горизонтального смугового заземлення. $H_0 = 0.7 \text{ м}$ - глибина траншеї.

$$R_n = 36 / 2 \cdot 3.14 \cdot 5.29 \cdot 0.77 \cdot \ln \cdot 5.29^2 / 0.035 \cdot 0.7 = 9.90 \text{ Ом}$$

6. Загальний опір системи заземлень :

$$R_o = R_n \cdot R_{св.} / R_n + R_{св.} = 9.90 \cdot 4.56 / 9.90 + 4.56 = 3.1 \text{ Ом.}$$

$$R_o < 4 \text{ Ом.}$$

4.5 Протипожежна безпека

Протипожежні забезпечується 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.

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82

При виникненні пожежі в першу чергу застосовують вогнегасники. Вогнегасники по виду пожежогасіння ділять на рідинні, вуглекислотні, хімічні, пінні, порошкові і ін. В рідинних застосовують воду з добавками, у вуглекислотних – двоокис вуглецю, у хімічних – водні розчини кислот, у порошкових – порошки ПС, ПСБ-3, ПФ, П-1А, СИ-2. Вогнегасники маркуються буквами, які характеризують вид вогнегасника за розрядом, і цифрою, яка характеризує його місткість (об'єм). Випускає вогнегасники промисловість. Промисловість також випускає вогнегасники ВХП - 10 (вогнегасники хімічний, пінний модель 10). Забороняється застосовувати цей вогнегасник для гасіння електроустановок, що знаходяться під напругою.

Вуглекислотні вогнегасники, застосовують для гасіння різних матеріалів і устаткувань з напругою до 1000 В. Ручні ВВ-2А, ВВ-5, ВУ-80. Порошкові вогнегасники ПСБ-3, П1-А, ВК-10 застосовують для гасіння рідин, що горять, і електроустановок, які знаходяться під напругою до 1000 В.

Вогнегасною здібністю характеризується вода. Вона має охолоджуючу дію, розбавляє горюче середовище створюваними при випаровуванні парами і механічною дією на палаючу речовину. Гасіння пожежі водою виконують устаткування водяного пожежогасіння (пожежні автомашини і водяні стволи).

Визначення об'єму недоторканого запасу води для гасіння пожежі.

Розрахунок пожежних водоймищ полягає у визначенні ємності водоймищ та їх кількості.

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

об'єм приміщення компресорного цеху $V = 352 \text{ м}^3$

категорія приміщення – А

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

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
						83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_g = \frac{k \cdot g \cdot n \cdot \tau}{1000} \cdot 3600, \text{ м}^3,$$

де

k – коефіцієнт запасу, $k = 1,1..1,2$ [2, с. 191];

приймаємо $k = 1,1$;

g – витрата води на зовнішнє пожежогасіння, $g = 10 \frac{\text{л}}{\text{с}}$;

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 I и II з виробництвами категорій Г та Д розрахункову тривалість гасіння пожежі слід приймати рівною двом годинам; в інших випадках – три години [2, с. 192];

приймаємо $\tau = 3$ г.

$$V_g = \frac{1,1 \cdot 10 \cdot 1 \cdot 3}{1000} \cdot 3600 = 118,8 \text{ м}^3$$

$$V_B = 130 \text{ м}^3$$

Розрахунок видатності системи вентиляції.

Машинне та апаратне відділення компресорного цеху має бути обладнане системами постійно діючої припливно-витяжної та аварійної витяжної механічної вентиляції.

Видалене повітря може викидатися в атмосферу без очищення. Приплив та витяжка постійно діючої вентиляції мають бути передбачені з верхньої та нижньої зони.

Побутові приміщення компресорного цеху повинні мати окрему від машинного (апаратного) відділення систему вентиляції. За умови розміщення в окремих приміщеннях арматури вузлів управління (розподільних пристроїв) з цих приміщень має бути передбачена витяжна вентиляція.

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Аварійна вентиляція машинного (апаратного) відділення повинна мати пускові пристосування як всередині вентилязованих приміщень, так і поза ними, на зовнішній стіні споруди.

Енергопостачання аварійної вентиляції має бути передбачено як від основного, так і від незалежного від нього джерела енергії.

Пристрої для пуску аварійної та витяжної вентиляції зовні мають бути заблоковані з пристосуваннями для включення електропостачання усього холодильного обладнання.

Визначимо видатність вентиляції з кратності повітрообміну

$$L = k \cdot V_{\text{пом}}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}},$$

Де k – кратність повітрообміну,
приймаємо для робочої вентиляції:

припливної $k = 2 \text{ с}^{-1}$,

витяжної $k = 3 \text{ с}^{-1}$,

аварійної вентиляції $k = 8 \text{ с}^{-1}$;

$V_{\text{пом}}$ – об'єм приміщення, $V_{\text{пом}} = 352 \text{ м}^3$.

тоді

$$L_{\text{прит}} = 2 \cdot 352 = 704, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$L_{\text{вит}} = 3 \cdot 352 = 1056, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$L_{\text{авар}} = 8 \cdot 352 = 2816, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Визначимо потужність вентилятора.

$$N = \frac{k \cdot L \cdot \Delta P_n}{\eta_v \cdot \eta_{np} \cdot 3,6 \cdot 10^6}, \text{ кВт},$$

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

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

ΔP_n – втрати тиску в мережі повітроводів;

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		85

приймаємо для робочої вентиляції:

– середньо-напірні вентилятори ($980 < \Delta P_n < 2900$) Па,
аварійної вентиляції:

– високо-напірні вентилятори ($2900 < \Delta P_n < 4500$) Па;

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

приймаємо $\eta_v = 0,6$;

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

$$\text{Припливна} \quad - \quad N = \frac{1,3 \cdot 704 \cdot 2000}{0,6 \cdot 0,95 \cdot 3,6 \cdot 10^6} = 0,89 \text{ кВт}$$

$$\text{Витяжна} \quad - \quad N = \frac{1,3 \cdot 1056 \cdot 2000}{0,6 \cdot 0,95 \cdot 3,6 \cdot 10^6} = 1,34 \text{ кВт}$$

$$\text{Аварійна} \quad - \quad N = \frac{1,3 \cdot 2816 \cdot 2000}{0,6 \cdot 0,95 \cdot 3,6 \cdot 10^6} = 3,57 \text{ кВт}$$

Відповідно з виконаним розрахунком по каталогу [7] вибираємо вентилятори:

Припливна - ВЦ14-46-3,2;

Витяжна - ВЦ4-70-5;

Аварійна - ВЦ4-70-8.

Розрахунок виробничого освітлення.

Завдання розрахунку є визначення необхідної потужності електричної освітлюваної установки для створення у виробничому приміщенні заданої освітленості.

Розрахуємо загальне освітлення у виробничому приміщенні розміром $A \times B = 25 \times 15$, висотою $H = 5,5 \text{ м}$, виходячи з розряду зорової роботи і норм освітленості $E_n = 350 \text{ люкс}$. Висота робочої поверхні $h_p = 1,5 \text{ м}$, коефіцієнт відображення стелі $\rho_{ст} = 50\%$, $\rho_c = 30\%$ – коефіцієнт відображення стіни. Тип світильника ПВЛ. Напруга в мережі 220В.

Для розрахунку загального освітлення застосовуємо метод світлового потоку :

					КРМ.ХЧКП.2.784-03.2.24	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		86

$\Phi_p = E_n \cdot A \cdot B \cdot k \cdot z \cdot 100 / n \cdot \eta$ лм, де n- кількість світильників в камері, η - коефіцієнт використання, залежний від забарвлення стін, стелі. $z=1.1$ – коефіцієнт мінімальної освітленості лампи. $k=1.5$ - коефіцієнт запасу .

$H_p = H - h_p - 0.8 = 5.5 - (1.5 - 0.8) = 3.2$ м - висота світильників над робочою поверхнею.

L – відстань від світильника до робочої поверхні. $L/H_p = X$, тоді
 $L = H_p \cdot X = 3.2 \cdot 1.5 = 4.8$ м.

Значення коефіцієнта використання світового потоку
 $i = A \cdot B / H_p \cdot (A + B) = 25 \cdot 15 / 3.2 \cdot (25 + 15) = 2.93$, підбираємо $\eta = 46\%$ [7-]

Визначаємо кількість світильників :

$n = A \cdot B / L^2 = 25 \cdot 15 / 4.8^2 = 16.2$ шт., приймаємо 16шт.

Світловий потік.

$\Phi_p = 350 \cdot 375 \cdot 1.5 \cdot 1.1 \cdot 100 / 16 \cdot 46 = 29424.25$ лм. $\Phi_p = 5220 \cdot 6 = 31320$ лм

$\Delta = \Phi_o - \Phi_p / \Phi_o = 31320 - 29424.2 / 31320 = 6\%$

Приймаємо бшт. ламп марки ЛБ-80. Потужність лампи – 8000 Вт.

Загальна потужність світильників : $N_{св.} = 6 \cdot 16 \cdot 80 = 7.7$ кВт .

Висновок :

Дотримання вимог охорони праці на виробництві дозволяє уникнути нещасних випадків та забезпечити безпечний та комфортний для працівників виробничий процес. Необхідно пам'ятати, що безпека людей та навколишнього середовища в значній мірі знаходиться в руках самої людини. Тому, суворе дотримання правил та вимог охорони праці на підприємстві надасть можливість уникнути нещасних випадків та аварій на виробництві, а також сприятиме збереженню здоров'я працюючого персоналу.

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
						87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Лагутін А. Ю. Апарати холодильних установок. В двох томах. Том 1. – Одеса: видавництво ОДАХ, 2003. – 141 с.
2. Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., та ін. Холодильні установки. Проектування: Учбовий посібник 4-е вид. переробл. і доп. – Одеса: Друк, 2008. – 156 с.
3. Морозюк Т.В. Теорія холодильних машин та теплових насосів. – Одеса: Студія «Негоціант», 2006. – 712 с.
4. Морозюк Л.І., Термодинамічний аналіз каскадних холодильних машин з R744 у верхньому каскаді. Холодильна техніка та технологія. — Одеса : ОНАХТ, 2016. — Т. 52, № 1. — 12-17 с.
5. Морозюк Л.І., Соколовська-Єфименко В.В, Гайдук С.В., Грудка Б.Г. Холодильні машини спеціального призначення: посібник до практичних занять та самостійної роботи. – Одеська національна академія харчових технологій, 2018 – 45 с.
6. Нікульшин Р. К., Морозюк Т. В. Термодинамічні основи та методи отримання низьких температур у холодильній та криогенній техніці — Одеса : ХТТ, 1999. — 140 с.
7. Братута Е.Г. «Оптимальні умови реалізації надкритичних циклів холодильних машин та теплових насосів», журнал «Технічні газы», №6, 2011 - 9-13 с.
8. Ерін В. А. Розрахунково-теоретичне дослідження каскадної компресійно-ежекторної холодильної машини, що працює на природних робочих речовинах Холодильна техніка та технологія. — Одеса : ОНАХТ, 2014. — №2(148). — 16-26 с.
9. Коваленко О. Криотехнології. Можливості їх застосування у харчовій промисловості Харчова і переробна промисловість. — Київ, 2007. — №8-9. — 27-29 с.

					КРМ.ХУКП.2.784-03.2.24	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88

10. ANSI/ASHRAE STANDARD 34, 2013. Designation and Safety Classification of Refrigerants.
11. Ruishen Li, Fen Ye, Jili Zhang, Meng Wang, Kun Li, Theoretical analysis of three CO₂/C₃H₈ (R744-R290) cascade refrigeration systems with precooling processes in low-temperature circuits, Applied Thermal Engineering, Volume 234, 2023.
12. Vaishak S, Prosenjit Singha, Mani Sankar Dasgupta, Armin Hafner, Kristina Widell, Souvik Bhattacharyya, Santosh Kumar Saini, B.S. Arun, Manoj P. Samuel, George Ninan, Performance analysis of a CO₂/NH₃ cascade refrigeration system with subcooling for low temperature freezing applications, International Journal of Refrigeration, Volume 153, 2023, Pages 140-154.
13. Jingxuan Xu, Yilin Lu, Zekai Song, Xi Chen, Wensheng Lin, Optimal design and analysis of a liquid hydrogen and LNG coproduction system with multistage multicycle cascade refrigeration system, International Journal of Hydrogen Energy, 2023.
14. Md Walid Faruque, Mohammed Raihan Uddin, Sayedus Salehin, M Monjurul Ehsan, A Comprehensive Thermodynamic Assessment of Cascade Refrigeration System Utilizing Low GWP Hydrocarbon Refrigerants, International Journal of Thermofluids, Volume 15, 2022.
15. Weikai Chi, Qichao Yang, Xiaonan Chen, Liansheng Li, Guangbin Liu, Yuanyang Zhao, Advanced exergy analysis of NH₃/CO₂ cascade refrigeration system with ejector, International Journal of Refrigeration, Volume 145, 2023, Pages 185-195.

					KPM.XYKП.2.784-03.2.24	Арк.
						89
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		