

Міністерство освіти і науки України

Сумський державний університет

Центр заочної, дистанційної та вечірньої форм навчання

Кафедра технічної теплофізики

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

здобувача за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти

за освітньо-професійною програмою

"Холодильні машини і установки"

зі спеціальності 142 "Енергетичне машинобудування"

на тему «Чиллер системи кондиціонування повітря

для охолодження 13 куб. м/год води з 285 К до 280 К»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

Завідувач кафедри

С. М. Ванєєв

Керівник роботи

В. М. Арсеньєв

Здобувач

М. П. Іванус

Група

ХКдн-74др

Суми 2021

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
ЗАВДАННЯ.....	5
РОЗДІЛ 1 "СПЕЦІАЛЬНИЙ РОЗДІЛ".....	6
1.1 Загальні відомості щодо систем кондиціонування повітря.....	6
1.2 Вибір схемного рішення і розрахункових параметрів.....	17
1.3 Розрахунок параметрів циклу одноступеневої парокомпресійної холодильної машини.....	20
1.4 Оцінка енергоефективності циклу.....	33
1.5 Розрахунок і підбір основного обладнання чиллера.....	36
РОЗДІЛ 2 "ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ".....	41
2.1 Небезпечні та шкідливі виробничі фактори при роботі холодильних установок.....	41
2.2 Основні характеристики і техніка безпеки при роботі з пентаном.....	46
ВИСНОВКИ.....	48
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	50

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ			
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата	Чиллер системи кондиціонування повітря для охолодження 13 куб. води з 285 К до 280 К. Пояснювальна записка	Літ.	Аркуш	Аркушів
Розроб.		Іванус					2	51
Перевір.		Арсеньєв				СумДУ, гр. ХКдн-74др		
Конс.								
Н. контр.		Шарапов						
Затв.		Ванєєв						

ВСТУП

Тисячоліттями людство задовольняло потреби в холоді за рахунок природного охолодження, використовуючи для цих цілей лід і сніг. Лід був головним джерелом холоду багато років. І лише в 80-х роках XIX століття сформувалися основи сучасних методів отримання штучного (машинного виробництва) холоду. Далі холодильна справа розвивалася стрімко. Менше ніж за сто років створено стільки різновидів холодильних установок, що для опису їх не вистачить цілого тому. Лише основних фізичних явищ, які використовуються в техніці для здійснення штучного охолодження існує більше десяти.

Найбільш поширеними з охолоджуючих ефектів є:

- фазові перетворення;
- розширення стисненого газу з отриманням зовнішньої роботи;
- дроселювання;
- вихровий ефект (труба Ранка);
- термоелектричне охолодження (ефект Пельтьє) тощо.

В даний час холод став неодмінним елементом сучасного побуту, область його використання широка. Важко уявити життя великих міст, розвиток харчової промисловості (молочної, м'ясної, рибної тощо) і торгівлі без холодильних машин різної потужності. Обов'язковою умовою збереження харчових продуктів високої якості є створення безперервної холодильного ланцюга, який забезпечує вплив на харчові продукти низьких температур протягом усього часу з моменту виробництва або заготівлі продукту до моменту його споживання.

Холодильники, розташовані в різних районах країни, є ланками безперервного холодильного ланцюга, а зв'язок між ними здійснюється холодильним транспортом.

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						3
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Штучний холод застосовують у багатьох галузях народного господарства для отримання температур нижче температури навколишнього середовища.

За допомогою холоду здійснюється кондиціонування повітря у виробничих і побутових приміщеннях. Навіть розвиток спорту вимагає застосування холоду для створення штучних ковзанок. У хімічній промисловості його використовують при виробництві аміаку, добрив і ряду синтетичних матеріалів, у машинобудуванні – для низькотемпературного гартування металів, в будівництві – для заморожування ґрунту і охолодження бетону. Його використовують у фармацевтичній промисловості і медицині, а також при випробуванні багатьох матеріалів і виробів. Але особливо велике значення штучного холоду для збереження швидкопсувних продуктів.

У ХХІ столітті роль штучного холоду в житті людини (в промисловому і сільськогосподарському виробництві, медицині, в побуті тощо) продовжує зростати з кожним роком. [1]

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ЗАВДАННЯ

Виконати розрахунок чиллера системи кондиціювання повітря для охолодження 13 куб. м/год води з 285 К до 280 К відповідно до вихідних даних.

Вихідні дані

Охолоджуване середовище.....вода

Витрата охолоджуваного середовища об'ємна..... $\dot{V} = 13 \text{ м}^3 / \text{год}$

Початкова температура охолоджуваного середовища..... $T_{\text{поч}} = 285 \text{ К}$

Кінцева температура охолоджуваного середовища..... $T_{\text{кін}} = 280 \text{ К}$

Регіон розміщення чиллера.....м. Суми

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1 «СПЕЦІАЛЬНИЙ РОЗДІЛ»

1.1 Загальні відомості щодо систем кондиціонування повітря

Кондиціонування повітря – це створення і автоматичне підтримання (регулювання) в закритих приміщеннях всіх або окремих параметрів (температури, вологості, чистоти, швидкості руху повітря) на певному рівні з метою забезпечення оптимальних, комфортних умов, найбільш сприятливих для самопочуття людей або ведення технологічного процесу.



Рисунок 1.1 – Системи оброблення повітря, розташовані на покрівлі будинку

Кондиціонування повітря здійснюється комплексом технічних засобів, які називаються системою кондиціонування повітря (СКП). До складу СКП входять технічні засоби забирання повітря, підготовки тощо. Надання необхідної кондиції (фільтри, теплообмінники, зволожувачі або осушувачі повітря), переміщення (вентилятори) і його розподілу, а також засоби холодо- і

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

теплопостачання, автоматики, дистанційного керування і контролю. СКП великих громадських, адміністративних і виробничих будівель обслуговуються, як правило, комплексними автоматизованими системами управління. Автоматизована система кондиціонування підтримує заданий стан повітря в приміщенні незалежно від коливань параметрів навколишнього середовища (атмосферних умов).

Основне обладнання системи кондиціонування для підготовки і переміщення повітря агрегується (компонується в єдиному корпусі) в апарат, який називають кондиціонером. У багатьох випадках всі технічні засоби для кондиціонування повітря скомпоновані в одному блоці або в двох блоках, і тоді поняття "СКП" і "кондиціонер" однозначні.

Перш ніж перейти до класифікації систем кондиціонування, треба зазначити, що загальноприйнятої класифікації СКП до нашого часу не існує і пов'язано це з багатоваріантністю принципів схем, технічних і функціональних характеристик, які залежать не тільки від технічних можливостей самих систем, але й від об'єктів застосування (кондиціонованих приміщень).

Сучасні системи кондиціонування можуть бути класифіковані за такими ознаками:

1) За основним призначенням (об'єктом застосування):

- комфортні;
- технологічні.

2) За видом системи:

- спліт-системи;
- мульти-спліт системи;
- мультизональні системи;
- чиллери-фанкойли;
- центральні кондиціонери.

3) За наявності вбудованого джерела холоду:

- автономні;

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- неавтономні.

1) Класифікація за основним призначенням

Комфортні СКВ

Комфортні СКП призначені для створення і автоматичного підтримання температури, відносної вологості, чистоти і швидкості руху повітря, що відповідають оптимальним санітарно-гігієнічним вимогам для житлових, громадських і адміністративно-побутових будівель або приміщень.

Технологічні СКВ

Технологічні СКП призначені для забезпечення параметрів повітря, в максимальному ступені відповідають вимогам виробництва. Технологічне кондиціонування в приміщеннях, де знаходяться люди, здійснюється з урахуванням санітарно-гігієнічних вимог до стану повітряного середовища.



Рисунок 1.2 – Прецизійний кондиціонер

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						8
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Прикладом технологічної СКП є прецизійний кондиціонер. Прецизійні кондиціонери забезпечують точне підтримання заданих параметрів в приміщеннях зі значними теплонадходженнями та з короткочасним перебуванням людей.

2) Класифікація за видом системи

Системи кондиціонування повітря можуть розділятися за видом побудови. У складі СКП може бути один або кілька внутрішніх блоків. Вони можуть використовувати як холодоносій воду, гліколеві суміші або холодильний агент.

Спліт-система

Спліт-система – це система кондиціонування повітря, яка складається з двох частин: одного зовнішнього і одного внутрішнього блоків, з'єднаних між собою мідними трубками, в яких знаходиться холодильний агент. Типи внутрішніх блоків можуть бути різного типу: настінні, напольно-стельові, касетні, каналні, консольні.



Рисунок 1.3 – Спліт-система настінного типу

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Мульти-спліт система

Мульти-спліт система складається з одного зовнішнього блоку і декількох внутрішніх. Як правило, в одній системі знаходиться до п'яти внутрішніх блоків. До кожного внутрішнього блоку від зовнішнього йде своя окрема траса. Дані системи працюють на холодильному агенті.

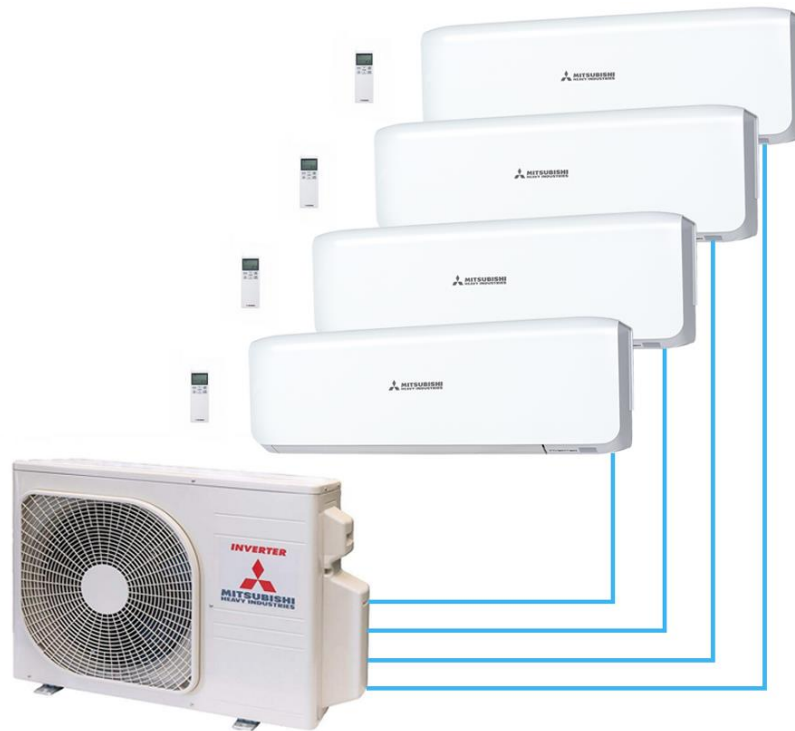


Рисунок 1.4 – Мульти-спліт система

Мультизональна система (VRF)

Мультизональна система (VRF), або система зі змінною витратою холодоагента, розшифровується як Variable refrigerant flow, складається із зовнішнього блоку і великої кількості внутрішніх. Від зовнішнього блоку йде лише одна траса для всіх внутрішніх блоків. Щоб холодильний агент підходив до всіх внутрішніх блоків, використовують розгалужувачі, або по-іншому їх називають рефнети. Це найбільш популярний тип систем для комфортного кондиціонування комерційних приміщень.

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

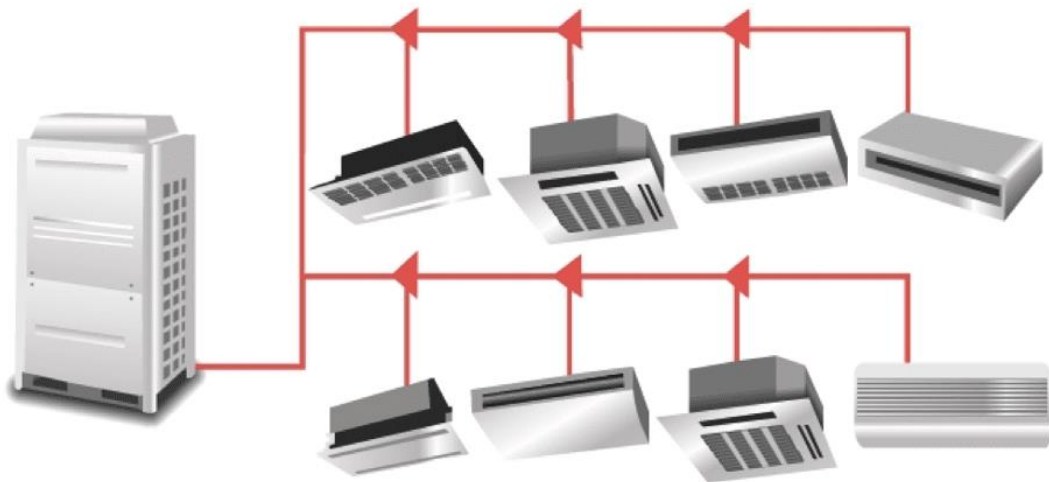


Рисунок 1.5 – VRF система

Система чиллер-фанкойл

Чиллер – це водоохолоджувальна машина, призначена для охолодження різного типу рідин. Наприклад, води або водогліколевої суміші. Фанкойли – це внутрішні блоки різного типу, в яких циркулює вода, по-іншому їх називають вентиляторні доводчики. Такі системи, як правило, використовують для охолодження великої кількості приміщень.

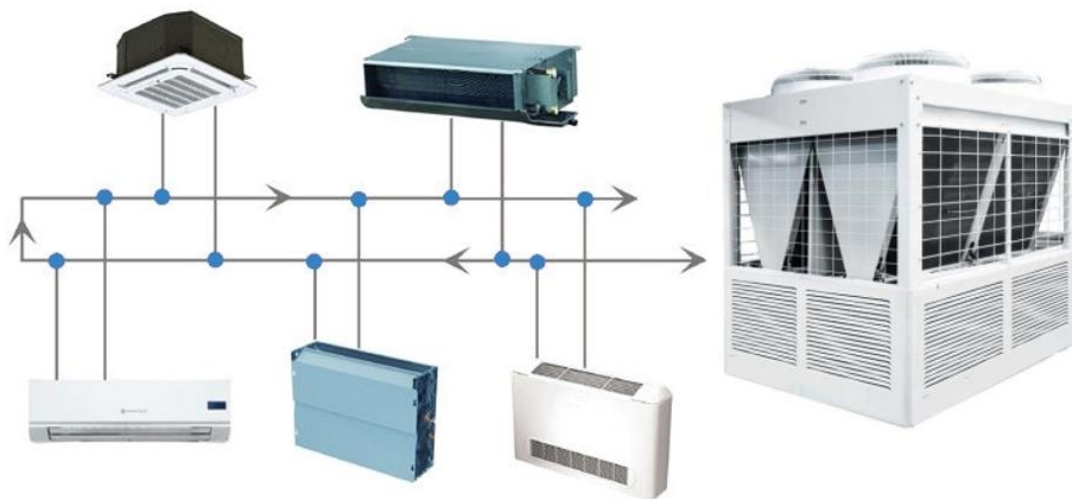


Рисунок 1.6 – Система чиллер-фанкойл

Центральні кондиціонери

Центральні кондиціонери, або припливні установки, на відміну від попередніх видів систем, обробляють свіже повітря з вулиці і подають його в приміщення. Наповнення центральних кондиціонерів для оброблення повітря може бути різноманітним. Вони можуть включати нагрівачі, рекуператори, охолоджувачі, зволожувачі тощо.

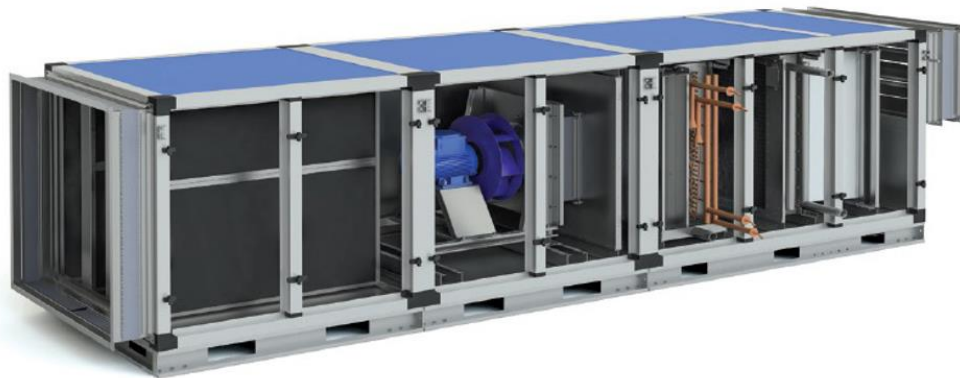


Рисунок 1.7 – Припливна установка центрального кондиціонера

Центральні СКП мають такі переваги:

- ефективного підтримання заданої температури і відносної вологості повітря в приміщеннях;
- зосередження устаткування, що вимагає систематичного обслуговування і ремонту, як правило, в одному місці (підсобному приміщенні, технічному поверсі тощо);
- можливості забезпечення ефективного шумо- і вібропоглинання.

За допомогою центральних СКП за належного акустичного оброблення повітроводів, пристроїв глушіння шуму і поглиначів вібрації можна досягти найбільш низьких рівнів шуму в спеціалізованих приміщеннях типу теле-радіостудії тощо.

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Незважаючи на ряд переваг центральних СКП, треба відзначити, що великі габарити і виконання складних монтажно-будівельних робіт зі встановлення кондиціонерів, прокладення повітроводів і трубопроводів часто призводять до неможливості застосування таких систем в існуючих реконструйованих будинках.

3) Класифікація за принципом дії

Автономні СКВ

Автономні СКП являють собою закінчену схему охолодження, що включає в себе всі компоненти, необхідні для повноцінної роботи, конструктивно можуть складатися з одного або декількох агрегатів. Якщо кондиціонер включає в себе лише один агрегат, то його називають моноблоковим. Якщо включає кілька агрегатів, такий кондиціонер називають кондиціонером з роздільним структурою, або спліт-системою. До автономних кондиціонерів відносять мобільні кондиціонери, спліт-системи, віконні кондиціонери, дахові кондиціонери.



Рисунок 1.8 – Мобільний кондиціонер

Неавтономні СКВ

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						13
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Неавтономні СКП складаються з декількох незалежних агрегатів, кожен виконує свою функцію, необхідну для роботи системи. Прикладом неавтономної СКП є модульна припливна установка. Для виконання функції охолодження теплообмінник холодильного агента повинен бути підключений до компресорно-конденсаторного блоку. До неавтономних СКП відносять ККБ, чиллери, фанкойли, драйкулери тощо.

Необхідно відзначити, що системи, розділені за видом, можуть мати різноманітний конструктив.

Крім наведених класифікацій, існують різноманітні системи кондиціонування, обслуговуючі спеціальні технологічні процеси, включаючи системи з змінюються в часі (за певною програмою) метеорологічними параметрами. [2]

Неавтономні СКП поділяються на:

- повітряні, при використанні яких в обслуговуване приміщення подається лише повітря (міні-центральні кондиціонери);
- водоповітряні, при використанні яких в кондиціоновані приміщення підводяться повітря і вода, що несуть тепло або холод, або те й інше разом (системи чілерів-фанкойлів, центральні кондиціонери з місцевими доводчиками тощо).

Однозональні центральні СКП застосовуються для обслуговування великих приміщень з відносно рівномірним розподілом тепла, вологовиділення, наприклад, великих залів кінотеатрів, аудиторій тощо. Такі СКП, як правило, комплектуються пристроями для утилізації тепла (теплоутилізаторами) або змішувальними камерами для використання в обслуговуваних приміщеннях рециркуляції повітря.

Багатозональні центральні СКП застосовують для обслуговування великих приміщень, в яких обладнання розміщено нерівномірно, а також для обслуговування декількох порівняно невеликих приміщень. Такі системи економічніші, ніж окремі системи для кожної зони або кожного приміщення.

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Однак з їх допомогою не може бути досягнута така сама ступінь точності підтримання одного або двох заданих параметрів (вологості і температури), як автономними СКП (кондиціонерами спліт-систем тощо).

Прямотечійні СКП повністю працюють на зовнішньому повітрі, яке обробляється в кондиціонері, а потім подається до приміщення.

Рециркуляційні СКП, навпаки, працюють без припливу або з частковою подачею (до 40 %) свіжого зовнішнього повітря або на рециркуляційному повітрі (від 60 до 100 %), яке забирається з приміщення і після його оброблення в кондиціонері знову подається в те саме приміщення.

Класифікація кондиціонування повітря за принципом дії на прямотечійні і рециркуляційні обумовлюється переважно вимогами до комфортності, умовами технологічного процесу виробництва або техніко-економічними міркуваннями.

Місцеві СКП розробляють на базі автономних і неавтономних кондиціонерів, які встановлюють безпосередньо в обслуговуваних приміщеннях. Перевагою місцевих СКП є простота встановлення і монтажу.

Така система застосовується у багатьох випадках:

- в існуючих житлових та адміністративних будівлях для підтримання теплового мікроклімату в окремих офісних приміщеннях або в житлових кімнатах;
- у заново споруджуваних будинках для окремих кімнат, режим споживання холоду в яких різко відрізняється від такого режиму в більшості інших приміщень, наприклад, в серверних і інших насичених тепловиділяючою технікою кімнатах адміністративних будівель (подача свіжого повітря і видалення витяжного повітря при цьому виконується, як правило, центральними системами припливно-витяжної вентиляції);
- у заново споруджуваних будинках, якщо підтримання оптимальних теплових умов потрібне в невеликій кількості приміщень, наприклад, в обмеженому числі номерів-люкс невеликого готелю;

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

- у великих приміщеннях як існуючих, так і заново споруджуваних будинків: кафе і ресторанах, магазинах, проектних залах, аудиторіях тощо.

Автономні СКП забезпечуються ззовні виключно електричною енергією, наприклад, кондиціонери спліт-систем, шафові кондиціонери тощо. Такі кондиціонери мають вбудовані компресійні холодильні машини, що працюють, як правило, на холодильному агенті типу HFC.

Автономні системи охолоджують і осушують повітря, для чого вентилятор продуває рециркуляційне повітря через поверхневі повітроохолоджувачі, якими є випарники холодильних машин, а в перехідний і зимовий час вони можуть виконувати підігрівання повітря за допомогою електричних підігрівачів або через реверсування роботи холодильної машини за циклом так званого «теплого насоса». Найбільш простим варіантом, що представляє децентралізоване забезпечення в приміщеннях температурних умов, можна вважати застосування кондиціонерів спліт-систем.

Кондиціонування повітря, згідно СНіП 2.04.05-91, за ступенем забезпечення метеорологічних умов поділяються на три класи:

Перший клас – забезпечує необхідні для технологічного процесу параметри відповідно до нормативних документів.

Другий клас – забезпечує оптимальні санітарно-гігієнічні норми або необхідні технологічні норми.

Третій клас – забезпечує допустимі норми, якщо вони не можуть бути забезпечені вентиляцією в теплий період року без застосування штучного охолодження повітря.

За тиску, який створюється вентиляторами центральних кондиціонерів, СКП підрозділяються на системи низького тиску (до 100 кг/м²), середнього тиску (від 100 до 300 кг/м²) і високого тиску (вище 300 кг/м²). [3]

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						16
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

1.2 Вибір схемного рішення і розрахункових параметрів

Як правило, у чиллерах використовують цикл парокомпресійної холодильної машини на основі синтезованих холодильних агентів (R134a, R407B, R600a тощо). У зв'язку з цим найбільшу ефективність буде мати цикл із використанням регенеративного теплообмінника. Відведення тепла конденсації здійснюється через конденсатор повітряного охолодження.

Визначимо розрахункову температуру навколишнього середовища

$$t_{o.c} = 0,4 \cdot t_{cep} + 0,6 \cdot t_{max},$$

де t_{cep} , t_{max} – відповідно середня та максимальна температури повітря найтеплішого місяця року (липень) [4].

Для регіону розміщення чиллера – м. Суми з довідкових даних[5] вибираємо:

$$t_{cep} = 25,1 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{max} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Тоді

$$t_{o.c} = 0,4 \cdot 25,1 + 0,6 \cdot 40 = 34 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Температура конденсації холодильного агенту

$$t_k = t_{o.c} + \Delta t_n + \Delta t_{HP} = 34 + 6 + 10 = 50 \text{ } ^\circ\text{C},$$

де Δt_n – нагрівання повітря у конденсаторі; Δt_{HP} – недорекуперація у конденсаторі.

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Температура кипіння холодильного агенту

$$t_0 = t_{кин} - \Delta t_{HP} = 7 - 3 = 4 \text{ } ^\circ\text{C} ,$$

де Δt_{HP} – недорекуперація у випарнику (задаємося $\Delta t_{HP} = 3 \text{ } ^\circ\text{C}$, що характерно для апаратів пластинчатого типу); $t_{кин}$ – кінцева температура охолоджуваної води, $t_{кин} = T_{кин} - 273 = 280 - 273 = 7 \text{ } ^\circ\text{C}$.

З метою визначення найбільш підходящого з енергетичної точки зору виконаємо порівняльний розрахунок трьох холодильних агентів: R134a, R407B, R600a. Усі розрахунки виконуємо із застосуванням програмного продукту Refprop.

Тиск кипіння p_0 і конденсації p_k за умов температур $t_0 = 4 \text{ } ^\circ\text{C}$ і $t_k = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$:

– холодильний агент R134a

$$p_0 = 0,338 \text{ МПа} ; p_k = 1,318 \text{ МПа} ;$$

– холодильний агент R407B

$$p_0 = 0,648 \text{ МПа} ; p_k = 2,439 \text{ МПа} ;$$

– холодильний агент R600a

$$p_0 = 0,180 \text{ МПа} ; p_k = 0,685 \text{ МПа} .$$

– холодильний агент R601a

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$p_0 = 0,041 \text{ МПа} ; p_{\kappa} = 0,206 \text{ МПа} .$$

Ступінь підвищення тиску у циклі:

– холодильний агент R134a

$$\pi = \frac{p_{\kappa}}{p_0} = \frac{1,318}{0,338} = 3,90 ;$$

– холодильний агент R407B

$$\pi = \frac{p_{\kappa}}{p_0} = \frac{2,439}{0,648} = 3,764 ;$$

– холодильний агент R600a

$$\pi = \frac{p_{\kappa}}{p_0} = \frac{0,685}{0,180} = 3,81 ;$$

– холодильний агент R601a

$$\pi = \frac{p_{\kappa}}{p_0} = \frac{0,206}{0,041} = 5,02 .$$

Як видно з результатів розрахунків, у всіх випадках $\pi < 8$, отже, за основу беремо одноступеневий цикл парокомпресійної холодильної машини із регенеративним теплообмінником. Тип компресора – поршневий. Принцип дії компресора – об’ємне стиснення.

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

4-5 – дроселювання холодильного агента в РВ від тиску p_k до p_0 ;

5-6 – ізобарне підведення тепла у випарнику В холодильної машини за умови тиску p_0 ;

6-1 – перегрівання пари холодильного агента у РТ.

Як холодильний агент задаємося R134a.

Виконаємо порівняльний розрахунок коефіцієнта термотрансформації для вказаних холодильних агентів.

Для всіх розрахунків задаємося однаковими величинами:

1) відносного внутрішнього ККД компресора $\eta_{oi} = 0,82$;

2) перегріву холодильного агента за умов всмоктування у компресор $\Delta t_{пер} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, тоді $t_1 = t_0 + \Delta t_{пер} = t_0 + 10 \text{ }^\circ\text{C}$.

Холодопродуктивність чиллера визначаємо за тепловим потоком, що відбирається від охолоджуваного середовища

$$\dot{Q}_0 = \rho_w \cdot \dot{V}_w \cdot c_w \cdot (T_{ноч} - T_{кин}) = 999,7 \cdot \frac{13}{3600} \cdot 4,191 \cdot (285 - 280) = 75,65 \text{ кВт},$$

де ρ_w – густина охолоджуваного середовища (вода) за умови середньої температури $T_w = 0,5 \cdot (T_{ноч} + T_{кин}) = 0,5 \cdot (285 + 280) = 282,5 \text{ К}$;

c_w – теплоємність охолоджуваного середовища (вода) за умови середньої температури $T_w = 282,5 \text{ К}$.

Холодильний агент R134a

Розглянемо регенеративний теплообмінник РТ.

Стан після РТ (т. 4) знаходимо з розгляду виразу теплового балансу РТ

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						21
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$h_3 - h_4 = h_1 - h_6,$$

$$h_4 = h_3 - (h_1 - h_6),$$

$$h_4 = 271,6 - (410 - 400,9) = 262,5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Дійсні параметри в точці «2»

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{oi}} = 410 + \frac{440 - 410}{0,82} = 447 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Параметри в вузлових точках циклу ПКХМ наведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Параметри циклу у вузлових точках циклу ПКХМ для R134a

Параметры	1	2s	2	3	4	5	6
$t, ^\circ \text{C}$	14	64	70	50	45	4	4
$p, \text{МПа}$	0,338	1,318	1,318	1,318	1,318	0,338	0,338
$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	410	440	447	271,6	262,5	262,5	400,9
x	–	–	–	0	–	0,30	1
$s, \text{кДж} / (\text{кг} \cdot \text{K})$	1,757	1,757	1,778	1,237	1,214	1,231	1,725
$v, \text{м}^3 / \text{кг}$	0,0635	–	–	–	–	–	–

Питома масова холодопродуктивність

$$q_0 = h_6 - h_5 = 400,9 - 262,5 = 138,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питома об'ємна холодопродуктивність

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{138,4}{0,0635} = 2179 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор

$$q_K = h_2 - h_3 = 447 - 271,6 = 175,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питоме теплове навантаження на РТ

$$q_{РТ} = h_3 - h_4 = 271,6 - 262,5 = 9,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питома робота компресора

$$l_K = h_2 - h_1 = 447 - 410 = 37 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Масова витрата холодильного агенту

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} = \frac{75,65}{138,4} = 0,547 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Теплове навантаження на конденсатор

$$\dot{Q}_{КД} = q_K \cdot \dot{m}_a = 175,4 \cdot 0,547 = 95,9 \text{ кВт}.$$

Теплове навантаження на РТ

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$\dot{Q}_{PT} = q_{PT} \cdot \dot{m}_a = 9,1 \cdot 0,547 = 5 \text{ кВт}.$$

Внутрішня потужність компресора

$$N_K = l_K \cdot \dot{m}_a = 37 \cdot 0,547 = 20,2 \text{ кВт}.$$

Електрична потужність двигуна компресора

$$N_{ел} = \frac{N_K}{\eta_{ел} \cdot \eta_{пер} \cdot \eta_{мех}} = \frac{20,2}{0,88 \cdot 0,98 \cdot 0,95} = 24,7 \text{ кВт},$$

де $\eta_{ел}$ – електричний ККД двигуна; $\eta_{пер}$ – механічний ККД передачі між двигуном і валом компресора; $\eta_{мех}$ – механічний ККД, що враховує втрати на тертя у елементах компресора, що мають безпосередній контакт.

Холодильний агент R407B

Особливістю використання цього холодильного агенту є наявність температурного глайду, тобто зміни температури фазового переходу (конденсації або кипіння) в ізобарному процесі теплообміну.

Стан після РТ (т. 4) знаходимо з розгляду виразу теплового балансу РТ

$$h_4 = 273,6 - (376 - 366,7) = 264,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Дійсні параметри в точці «2»

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{oi}} = 376 + \frac{403 - 376}{0,82} = 409 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Параметри в вузлових точках циклу ПКХМ наведені в табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Параметри циклу у вузлових точках циклу ПКХМ для R407B

Параметры	1	2s	2	3	4	5	6
$t, ^\circ C$	14	69	74	50	45,5	2	4
p, MPa	0,648	2,439	2,439	2,439	2,439	0,648	0,648
$h, \frac{kJ}{kg}$	376	403	409	273,6	264,3	264,3	366,7
x	–	–	–	0	–	0,393	1
$s, \frac{kJ}{(kg \cdot K)}$	1,639	1,639	1,656	1,241	1,218	1,241	1,606
$v, m^3 / kg$	0,0313	–	–	–	–	–	–

Питома масова холодопродуктивність

$$q_0 = h_6 - h_5 = 366,7 - 264,3 = 102,4 \frac{kJ}{kg}.$$

Питома об'ємна холодопродуктивність

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{102,4}{0,0313} = 3271 \frac{kJ}{m^3}.$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор

$$q_K = h_2 - h_3 = 409 - 273,6 = 135,4 \frac{kJ}{kg}.$$

Питоме теплове навантаження на РТ

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$q_{PT} = h_3 - h_4 = 273,6 - 264,3 = 9,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питома робота компресора

$$l_K = h_2 - h_1 = 409 - 376 = 33 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Масова витрата холодильного агенту

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} = \frac{75,65}{102,4} = 0,739 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Теплове навантаження на конденсатор

$$\dot{Q}_{KD} = q_K \cdot \dot{m}_a = 135,4 \cdot 0,739 = 100,0 \text{ кВт}.$$

Теплове навантаження на РТ

$$\dot{Q}_{PT} = q_{PT} \cdot \dot{m}_a = 9,3 \cdot 0,739 = 6,9 \text{ кВт}.$$

Внутрішня потужність компресора

$$N_K = l_K \cdot \dot{m}_a = 33 \cdot 0,739 = 24,4 \text{ кВт}.$$

Електрична потужність двигуна компресора

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		26

$$N_{ел} = \frac{N_K}{\eta_{ел} \cdot \eta_{пер} \cdot \eta_{мех}} = \frac{24,4}{0,88 \cdot 0,98 \cdot 0,95} = 29,8 \text{ кВт}.$$

Холодильний агент R600a (ізобутан)

Стан після РТ (т. 4) знаходимо з розгляду виразу теплового балансу РТ

$$h_4 = 322,1 - (576 - 559,7) = 305,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Дійсні параметри в точці «2»

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{oi}} = 576 + \frac{629 - 576}{0,82} = 641 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Параметри в вузлових точках циклу ПКХМ наведені в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Параметри циклу у вузлових точках циклу ПКХМ для R600a

Параметры	1	2s	2	3	4	5	6
$t, ^\circ \text{C}$	14	54	60	50	45	4	4
$p, \text{МПа}$	0,180	0,685	0,685	0,685	0,685	0,180	0,180
$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	576	629	641	322,1	305,8	305,8	559,7
x	–	–	–	0	–	0,285	1
$s, \text{кДж} / (\text{кг} \cdot \text{K})$	2,357	2,357	2,392	1,406	1,366	1,393	2,298
$v, \text{м}^3 / \text{кг}$	0,215	–	–	–	–	–	–

Питома масова холодопродуктивність

$$q_0 = h_6 - h_5 = 559,7 - 305,8 = 253,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питома об'ємна холодопродуктивність

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{253,9}{0,215} = 1181 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор

$$q_K = h_2 - h_3 = 641 - 322,1 = 318,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питоме теплове навантаження на РТ

$$q_{РТ} = h_3 - h_4 = 322,1 - 305,8 = 16,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питома робота компресора

$$l_K = h_2 - h_1 = 641 - 576 = 65 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Масова витрата холодильного агенту

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} = \frac{75,65}{253,9} = 0,298 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Теплове навантаження на конденсатор

$$\dot{Q}_{КД} = q_K \cdot \dot{m}_a = 318,9 \cdot 0,298 = 95,0 \text{ кВт}.$$

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						28
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Теплове навантаження на РТ

$$\dot{Q}_{РТ} = q_{РТ} \cdot \dot{m}_a = 16,3 \cdot 0,298 = 4,9 \text{ кВт}.$$

Внутрішня потужність компресора

$$N_K = l_K \cdot \dot{m}_a = 65 \cdot 0,298 = 19,4 \text{ кВт}.$$

Електрична потужність двигуна компресора

$$N_{ел} = \frac{N_K}{\eta_{ел} \cdot \eta_{пер} \cdot \eta_{мех}} = \frac{19,4}{0,88 \cdot 0,98 \cdot 0,95} = 23,6 \text{ кВт}.$$

Холодильний агент R601a (ізопентан)

Стан після РТ (т. 4) знаходимо з розгляду виразу теплового балансу РТ

$$h_4 = 52,2 - (324 - 307,7) = 35,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Дійсні параметри в точці «2»

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{oi}} = 324 + \frac{378 - 324}{0,82} = 390 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Параметри в вузлових точках циклу ПКХМ наведені в табл. 1.4.

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						29
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Таблица 1.4 – Параметры цикла у узловых точках цикла ПКХМ для R601a

Параметры	1	2s	2	3	4	5	6
$t, ^\circ C$	14	51	57	50	44,5	4	4
$p, МПа$	0,041	0,2055	0,2055	0,2055	0,2055	0,041	0,041
$h, \frac{кДж}{кг}$	324	378	390	52,2	35,9	35,9	307,7
x	–	–	–	0	–	0,255	1
$s, \frac{кДж}{кг \cdot K}$	1,175	1,175	1,212	0,167	0,126	0,149	1,118
$v, м^3 / кг$	0,7916	–	–	–	–	–	–

Питома масова холодопродуктивність

$$q_0 = h_6 - h_5 = 307,7 - 35,9 = 271,8 \frac{кДж}{кг}.$$

Питома об'ємна холодопродуктивність

$$q_v = \frac{q_0}{v_1} = \frac{271,8}{0,7916} = 343 \frac{кДж}{м^3}.$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор

$$q_K = h_2 - h_3 = 390 - 52,2 = 337,8 \frac{кДж}{кг}.$$

Питоме теплове навантаження на РТ

$$q_{PT} = h_3 - h_4 = 52,2 - 35,9 = 16,3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питома робота компресора

$$l_K = h_2 - h_1 = 390 - 324 = 66 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Масова витрата холодильного агенту

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} = \frac{75,65}{271,8} = 0,278 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Теплове навантаження на конденсатор

$$\dot{Q}_{KD} = q_K \cdot \dot{m}_a = 337,8 \cdot 0,278 = 94,0 \text{ кВт}.$$

Теплове навантаження на РТ

$$\dot{Q}_{PT} = q_{PT} \cdot \dot{m}_a = 16,3 \cdot 0,278 = 4,5 \text{ кВт}.$$

Внутрішня потужність компресора

$$N_K = l_K \cdot \dot{m}_a = 66 \cdot 0,278 = 18,4 \text{ кВт}.$$

Електрична потужність двигуна компресора

$$N_{el} = \frac{N_K}{\eta_{el} \cdot \eta_{пер} \cdot \eta_{мех}} = \frac{18,4}{0,88 \cdot 0,98 \cdot 0,95} = 22,4 \text{ кВт}.$$

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Результати розрахунків зводимо до табл. 1.5.

Таблиця 1.5 – Результати розрахунку циклу ПКХМ

Холодильний агент	R134a	R407B	R600a	R601a
$q_v, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$	2179	3271	1181	343
$\dot{m}_a, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	0,547	0,739	0,298	0,278
$\dot{Q}_{\text{КД}}, \text{кВт}$	95,9	100,0	95,0	94,0
$\dot{Q}_{\text{РТ}}, \text{кВт}$	5,0	6,9	4,9	4,5
$N_{\text{ел}}, \text{кВт}$	24,7	29,8	23,6	22,4

Як видно із результатів розрахунку (табл. 1.5), найменшою споживана потужність буде при застосуванні як холодильного агенту ізопентану (R601a). Разом з цим найменшим також буде теплове навантаження на конденсатор (94 кВт), регенеративний теплообмінник (4,5 кВт), що вимагатиме теплообмінних апаратів меншої площі теплопередачі, а отже, вони будуть займати менше місця та матимуть меншу вагу. Найменшою також буде масова витрата холодильного агенту, а отже, це вимагатиме застосування трубопроводів менших діаметрів. Недоліком застосування ізопентану як холодильного агенту будуть значні розміри компресора, адже для R601a об'ємна холодопродуктивність буде найменшою серед всіх холодильних агентів, що порівнюються ($q_v = 343 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$). Другим недоліком застосування R601a буде його горючість, яка вимагає підвищених заходів техніки безпеки.

1.4 Оцінка енергоефективності циклу

Виконаємо порівняльний розрахунок коефіцієнтів термотрансформації циклу за електричною потужністю:

– для *R134a*

$$COP_e = \frac{\dot{Q}_0}{N_{el}} = \frac{75,65}{24,7} = 3,06;$$

– для *R407B*

$$COP_e = \frac{\dot{Q}_0}{N_{el}} = \frac{75,65}{29,8} = 2,54;$$

– для *R600a*

$$COP_e = \frac{\dot{Q}_0}{N_{el}} = \frac{75,65}{23,6} = 3,21;$$

– для *R601a*

$$COP_e = \frac{\dot{Q}_0}{N_{el}} = \frac{75,65}{22,4} = 3,38.$$

Визначимо необхідну витрату середовища, що охолоджує конденсатор чиллера – повітря:

$$\dot{V}_{\text{пов}} = \frac{\dot{Q}_k}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta t_p},$$

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						33
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

де $\rho = 1,29 \text{ м}^3/\text{кг}$ – густина повітря за нормальних фізичних умов;

c_p – питома масова ізобарна теплоємність повітря;

$$c_p = 1,005 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{К});$$

– для *R134a*

$$\dot{V}_{\text{пов}} = \frac{95,9}{1,29 \cdot 1,005 \cdot 6} = 12,33 \text{ м}^3/\text{с};$$

– для *R407B*

$$\dot{V}_{\text{пов}} = \frac{100}{1,29 \cdot 1,005 \cdot 6} = 12,86 \text{ м}^3/\text{с};$$

– для *R600a*

$$\dot{V}_{\text{пов}} = \frac{95}{1,29 \cdot 1,005 \cdot 6} = 12,21 \text{ м}^3/\text{с};$$

– для *R601a*

$$\dot{V}_{\text{пов}} = \frac{94}{1,29 \cdot 1,005 \cdot 6} = 12,08 \text{ м}^3/\text{с}.$$

З метою оцінки міцнісних характеристик матеріалів за умови застосування різних холодильних агентів, що впливає на товщину стінок арматури та пристроїв по яким рухається холодильний агент, виконаємо розрахунок різниці тисків кипіння і конденсації:

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

– холодильний агент R134a

$$\Delta p = p_k - p_0 = 1,318 - 0,338 = 0,98 \text{ МПа};$$

– холодильний агент R407B

$$\Delta p = p_k - p_0 = 2,439 - 0,648 = 1,791 \text{ МПа};$$

– холодильний агент R600a

$$\Delta p = p_k - p_0 = 0,685 - 0,18 = 0,505 \text{ МПа};$$

– холодильний агент R601a

$$\Delta p = p_k - p_0 = 0,206 - 0,041 = 0,165 \text{ МПа}.$$

Результати розрахунків заносимо до табл. 1.6.

Таблиця 1.6 – Порівняння параметрів циклу ПКХМ

Холодильний агент	R134a	R407B	R600a	R601a
COP_e	3,06	2,54	3,21	3,38
$\dot{V}_{нов}, \frac{м^3}{с}$	12,33	12,86	12,21	12,08
$t_2, ^\circ C$	70	74	60	57
$p_2, \text{МПа}$	1,318	2,439	0,685	0,2055
π	3,90	3,764	3,81	5,02
$\Delta p, \text{МПа}$	0,980	1,791	0,505	0,165

Як видно із результатів розрахунку, найбільшу енергетичну ефективність буде мати цикл із використанням холодильного агента R601a (ізопентан). Разом з тим використання ізопентану дозволить отримати найнижчу температуру і тиск холодильного агента у циклі, що сприятиме застосуванню мінімальних товщин стінок труб, регулюючої і запірної арматури, компресор буде найлегшим. Також витрата охолоджуючого конденсатор середовища також буде найменшою, що дозволить зменшити затрати електричної енергії на привід вентилятора. Тому обираємо холодильний агент R601a для подальшого застосування у чиллері.

Необхідно відмітити, що застосування холодильного агента R601a у холодильному циклі створить особливі умови роботи компресора – вакуум-компресорний режим роботи, а частина системи буде знаходитись під вакуумом, що накладатиме підвищені вимоги до герметизації системи. Адже підсмоктування повітря під час аварійної розгерметизації системи може призвести до створення вибухонебезпечної суміші.

1.5 Розрахунок і підбір основного обладнання чиллера

Підбір компресорно-конденсаторного агрегату

Використовуючи каталог компанії Термокул [7], за відомою величиною холодопродуктивності $\dot{Q}_0 = 75,65 \text{ кВт}$, холодильним агентом R601a, температурою кипіння $t_0 = 4 \text{ }^\circ\text{C}$, температурою всмоктування $t_1 = 14 \text{ }^\circ\text{C}$ і температурою навколишнього середовища $t_{o.c} = 34 \text{ }^\circ\text{C}$ вибираємо компресорно-конденсаторний агрегат на основі поршневого компресора з вбудованим електродвигуном та конденсатора повітряного охолодження, модель АКБ-С-1х4PES-15У-Т. Його основні характеристики: холодопродуктивність 76,5 кВт, споживана електрична потужність за умови підключення до мережі

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						36
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

змінного струму напругою 380–420 В – 25 кВт, габарити 1710x900x1500 мм, маса 400 кг.

Зовнішній вигляд компресорно-конденсаторного агрегату поданий на рис. 1.10.

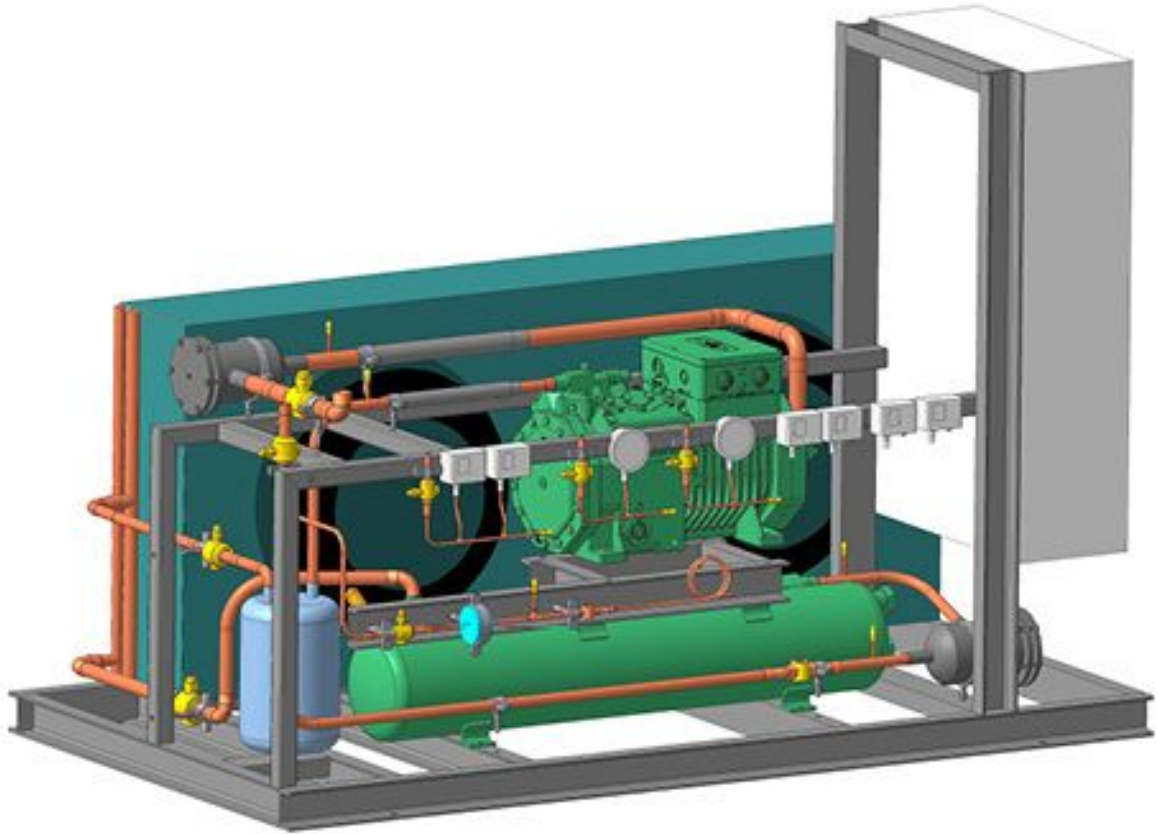


Рисунок 1.10 – Компресорно-конденсаторний агрегат
АКБ-С-1x4PES-15Y-T [7]

Підбір випарника

Випарник слугує для охолодження води, що подається до системи кондиціонування. Відбирання тепла реалізується за рахунок кипіння холодильного агента.

Підбір виконуємо за такими вихідними даними:

- холодопродуктивність $\dot{Q}_0 = 75,65 \text{ кВт}$;
- температура кипіння холодильного агента $t_0 = 4 \text{ }^\circ\text{C}$;
- початкова температура води $t_{\text{поч}} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$;

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

– кінцева температура води $t_{кін} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$.

Середній логарифмічний температурний напір у апараті

$$\Delta t = \frac{t_{поч} - t_{кін}}{\ln \frac{t_{поч} - t_0}{t_{кін} - t_0}} = \frac{12 - 7}{\ln \frac{12 - 4}{7 - 4}} = 5,1 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Як апарат обираємо пластинчастий тип.

Оцінне значення коефіцієнта теплопередачі пластинчастого випарника для охолодження води складає $k = 600 - 2500 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [9].

Необхідна площа поверхні теплопередачі випарника

$$F = \frac{\dot{Q}_0}{k \cdot \Delta t} = \frac{75,65 \cdot 10^3}{1800 \cdot 5,1} = 8,24 \text{ м}^2.$$

Підбираємо випарник пластинчастого типу фірми Danfoss [10]:

- модель В3-095-90-3.0-Н-Н1Н2(L3/4G)/Q3Q4(Н2"1/8Е)
- площа поверхні теплопередачі 10,4 м²;
- габарити пластини 615×188 мм ;
- кількість пластин у апараті – 90;
- робочий тиск 30 бар;
- діапазон робочих температур – від -196 до 200 °С;
- маса теплообмінника – 42,54 кг;
- кількість контурів – 1.

Зовнішній вигляд випарника холодильного агента пластинчастого типу модель В3-095-90-3.0-Н-Н1Н2(L3/4G)/Q3Q4(Н2"1/8Е) поданий на рис. 1.11.

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

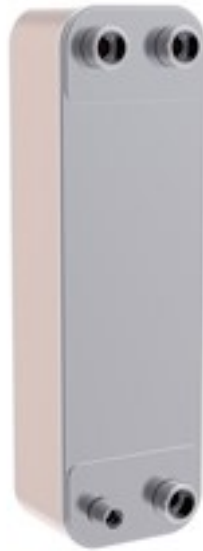


Рисунок 1.11 – Зовнішній вигляд випарника холодильного агента пластинчастого типу модель B3-095-90-3.0-N-N1H2(L3/4G)/Q3Q4(H2" 1/8E)

Підбір регенеративного теплообмінника

Підбір виконуємо за такими вихідними даними:

- теплове навантаження $\dot{Q}_{PT} = 4,5 \text{ кВт}$;
- температура кипіння холодильного агента $t_0 = 4 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура конденсації холодильного агента $t_k = 50 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура холодильного агенту за умовами всмоктування у компресор $t_6 = 14 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура холодильного агенту перед дросельним вентиляем $t_4 = 44,5 \text{ }^\circ\text{C}$;
- схема руху теплоносіїв у апараті – протитечія.

Середній логарифмічний температурний напір у апараті

$$\Delta t = \frac{(t_4 - t_0) - (t_k - t_6)}{\ln \frac{t_4 - t_0}{t_k - t_6}} = \frac{(44,5 - 4) - (50 - 14)}{\ln \frac{44,5 - 4}{50 - 14}} = 38,2 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Площа теплопередаючої поверхні регенеративного теплообмінника

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$F_{PT} = \frac{\dot{Q}_{PT}}{k \cdot \Delta t} = \frac{4,5 \cdot 10^3}{100 \cdot 38,2} = 1,18 \text{ м}^2.$$

де $k = 100 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопередачі регенеративного теплообмінника.

Підбираємо регенеративний теплообмінник марки ТФ-70Г з [11, табл. 7.1] з параметрами: тип апарату – кожухозмійовиковий горизонтальний; площа поверхні – $1,34 \text{ м}^2$; труби гладкі – $13,2 \times 1,5 \text{ мм}$; матеріал труби – мідь; кількість змійовиків – 2; маса теплообмінника – 41 кг.

Зовнішній вигляд регенеративного теплообмінника поданий на рис. 1.12.

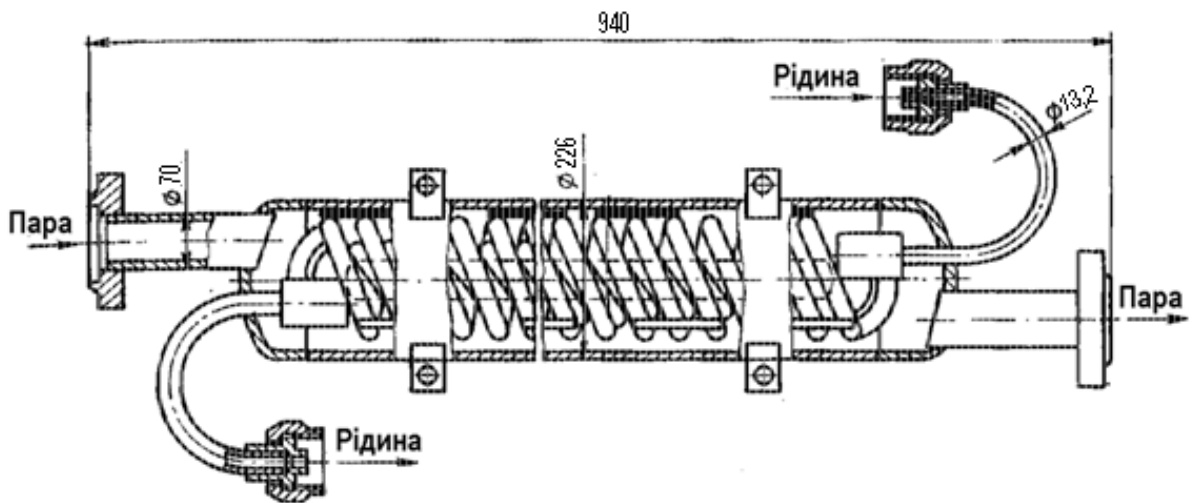


Рисунок 1.12 – Зовнішній вигляд регенеративного теплообмінника типу ТФ-70Г

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						40
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2 «ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ»

2.1 Небезпечні та шкідливі виробничі фактори при роботі холодильних установок

До небезпечних та шкідливих виробничих факторів відносять:

- небезпека враження електричним струмом від електрообладнання установки;
- небезпека від руйнування компресора, детандера, трубопроводів та апаратів від перевищення тиску холодильного агента;
- рухомі частини компресора і детандера;
- підвищена температура поверхонь компресора і апаратів;
- підвищена загазованість повітря робочої зони;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- підвищений рівень вібрації;
- пожежо- і вибухонебезпечність холодильного агенту;
- шкідливість холодильного агенту.

Джерела небезпеки:

- частини компресора та детандера, насосу, що обертаються та привід насосу холодильного агенту;
- нагрівання поверхонь складальних одиниць та комунікацій компресора;
- електричний струм напругою 220/380 В, частотою 50 Гц.
- підвищення тиску стиснуваного робочого тіла у компресори вище допустимого;
- не герметичність з'єднань;
- шум і вібрації, що викликаються роботою компресорно-детандерного блоку, насосу.

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Конструкції компресору, детандера та насосу повинні відповідати вимогам ГОСТ12.2.003-74 «Обладнання промислове».

З метою забезпечення безпечної роботи компресорів при монтажу, експлуатації, обслуговуванні і ремонті повинні бути виконані вимоги, закладені у ГОСТ12.1.004-76 "Пожежна безпека".

Частини компресора, детандера та насосу, що обертаються, повинні мати захисне огороження. Під час роботи компресора, детандера та насосу огороження (кожухи, щити, кришки тощо) повинні знаходитися на своїх місцях. Пуск вказаного обладнання без огороження або зняття огороження при роботі установки не допускається.

Власне компресор, детандер, насос, апарати, арматура і трубопроводи повинні бути герметичними. Роз'єми, фланцеві з'єднання, ущільнення компресора, детандера і насосу необхідно систематично оглядати. Порушення герметичності необхідно негайно усувати.

Компресорно-детандерний блок, насос повинні бути обладнані засобами аварійної сигналізації та блокування, що забезпечують зупинку компресора при досягненні граничних значень контрольованих параметрів.

Опір ізоляції окремих мереж електричної проводки, що підключається до набірних затискачів і арматури, повинен бути не менше 1,0 МОм, за виключенням мереж, що містять електронну апаратуру і конденсатори. Для цих мереж опір ізоляції повинен бути не менше величин, вказаних у стандартних або технічних умовах на цю апаратуру.

Рівень звуку у контрольній точці на відстані 1 м від компресорно-детандерного блоку та насосу не повинна перевищувати 85 дБА для при наявності звукоізолюючого кожуху та 98 дБА без звукоізолюючого кожуху.

Середньоквадратичні значення віброшвидкості на активних полюсах зі середньгеометричними частотами 16; 31,5; 63 Гц, які виміряні на головках фундаментальних болтів, не повинні перевищувати 0,002 мс⁻¹ (або 92 дБА).

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						42
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Для виконання ремонтних робіт повинні бути передбачені спеціальні площадки, обладнані відповідними пристроями та засобами механізації відповідно до діючих «Правил облаштування і безпечної експлуатації вантажпідйомних механізмів».

Вхід до машинної зали та виконання будь-яких робіт біля компресорно-детандерного блоку дозволяється тільки за наявності індивідуальних засобів захисту органів дихання та захисту від шуму.

Забороняється виконувати на ходу ремонт та очищення частин, що рухаються.

Забороняється виконувати підтягування болтових з'єднань компресорно-детандерного блоку, насосу, апаратів, трубопроводів, що знаходяться під тиском.

Конструкція компресорно-детандерного блоку повинна передбачати його захист від підвищення тиску вище допустимого, що виконується включенням до складу компресора запобіжного клапану або зворотного клапану, сполученого вирівнювальною лінією з областю низького тиску установки, що забезпечує автоматичне розвантаження.

Обслуговування і експлуатацію запобіжних клапанів необхідно виконувати відповідно до вимог, які встановлені «Правилами облаштування і безпеки експлуатації посудин, що працюють під тиском», розділи 5, 6, 7 та документації на клапани.

Забороняється розбирати складальні одиниці холодильної машини, що працює на вибухонебезпечному та токсичному газі (парі), без попереднього продування системи нейтральним газом.

Перед початком монтажу усі робітники повинні бути ознайомлені з правилами безпеки, що діють на підприємстві – споживачеві обладнання.

Переміщення обладнання під час транспортування і монтажу його стропування виконувати відповідно креслень транспортного упакування та обладнання, що постачається.

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						43
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Стропи, що використовуються для піднімання, повинні бути посвідчені відповідно до діючих правил.

Приміщення машинної зали повинно бути обладнано штучною та вимушеною вентиляцією відповідно до вимог «Санітарних норм проектування промислових підприємств» СН245-71.

Приміщення машинної зали повинно мати протипожежну техніку відповідно до ГОСТ12.4.009-75 «Інструкція з проектування та облаштування блискавкозахисту будівель та споруд».

Освітлення приміщень, у яких встановлюється компресорне обладнання, повинно відповідати ДБН В.2.5-28-2006 «Природне і штучне освітлення».

Трубопроводи, що мають температуру поверхні вище 318 К (45°С) та встановлені на відмітках менше 2 м, повинні мати теплоізоляцію.

Неізольовані поверхні повинні мати обмежений доступ обслуговуючого персоналу.

У холодильних установках нахили повинні забезпечувати повернення мастила до картера компресора. При монтажу рідинних трубопроводів передбачають підймання труб за напрямком потоку рідини, з метою не допущення утворення у верхніх площинах «газових мішків», що призводять до підвищення гідравлічного опору прохідних отворах труб та створюють пульсацію потоку рідини.

За необхідності прокладання паралельних трубопроводів розміщувати їх на опорах необхідно з урахуванням необхідних відступів від стін та нанесення ізоляції на трубопроводи (відповідно до проекту). При прокладанні трубопроводів, що підлягають теплоізолюванню, на опорах біля хомутів, що закріплюють трубопроводи, встановлюють дерев'яні підкладки.

При прокладанні трубопроводів у стінах та перегородках їх розміщують у тонкостінних металевих гільзах. Заборонено розміщати нероз'ємні і роз'ємні з'єднання у гільзах, а також у важкодоступних місцях.

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Запірну арматуру монтують у місцях, що підходять для монтажу, обслуговування і ремонту. Забороняється монтаж арматури шпindelем донизу. Напрямок стрілки на корпусі арматури повинен відповідати напрямку руху середовища у трубопроводі.

Розміщення нерухомих опор повинно забезпечувати надійне та міцне їх закріплення; найбільш правильно місця для них обирати поблизу місць приєднання до апаратів, водовіддільників, трійників і до арматури великих розмірів. Нерухомі опори необхідно встановлювати по обидва боки компенсатора, а не на самокомпенсуючих ділянках трубопроводу – у двох крайніх точках кожної такої ділянки.

При розміщенні рухомих опор та підвісок необхідно забезпечувати можливість переміщення трубопроводу при його подовженні без перекосів. При встановленні опор або опорних конструкцій на поштукатурених поверхнях необхідно збити штукатурку, тому що притиснення до неї опор не допускається. У цьому випадку, якщо опорні кронштейни та стяжні хомути опор тримаються тертям, у будівельній конструкції прорубують канавки, у які кронштейни заходять на 5–10 мм.

Встановлені опорні конструкції на вертикальних ділянках перевіряють за відвісом; кронштейни та інші конструкції встановлюють із подальшим вивіренням їх горизонтальних поверхонь за рівнем. При встановленні опор та підвісок необхідно забезпечити дотримання проектного нахилу трубопроводу.

Для вирівнювання висотних відміток і збереження проектного ухилу при монтажу між п'ятою опори та основою розміщують сталеві прокладки; ці прокладки як правило приварюють до опорної конструкції. Ні у якому випадку не можна встановлювати такі прокладки між трубою і опорою.

Хомути нерухомих опор повинні щільно прилягати до труби і не дозволяти їй переміщення у опорі. У спеціальних рухомих опорах або у підвісці труба може рухатися, але тільки разом з тією частиною, де вона закріплена; у

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

цих опорах між хомутом і трубою встановлюється кільце з листового азбесту або листового картону.

2.2 Основні характеристики і техніка безпеки при роботі з пентаном

Пентан – надзвичайно легкозаймиста безбарвна рідина, що має запах близький до бензину. Початкова температура кипіння 35–36 °С. Температура спалаху -40 °С. Пара пентану утворює з повітрям вибухонебезпечні суміші. Нижня межа вибуховості – 1,4 % об., верхня межа вибуху – 8 % об. Він може бути смертельним при ковтанні і потраплянні у дихальні шляхи, може викликати сонливість і запаморочення, а також має наркотичний ефект. Пентан токсичний для водних організмів з довгостроковими наслідками. З метою профілактики виникнення надзвичайних ситуацій пентан треба берегти від джерел займання, нагрівання, іскор, відкритого вогню тощо. При виконанні робіт із застосуванням пентана забороняється куріння.

При ковтанні необхідно негайно звернутися за медичною допомогою. Не можна викликати блювоту!

При пожежі гасити з використанням піску, двоокису вуглецю або порошкового вогнегасника.

За умови витікання необхідно негайно ліквідувати перекидання, течії, витікання.

Ємності з пентаном необхідно зберігати в добре вентильованому місці в щільно закритій герметичній упаковці. Зберігати в прохолодному, добре вентильованому місці.

Утилізацію ємностей і залишків пентану необхідно на заводі промислово згоряння.

Заходи першої допомоги

За умови попадання пентана на одяг необхідно його швидко зняти.

За умови вдихання парів пентана необхідно забезпечити доступ свіжого повітря. У всіх сумнівних випадках, якщо симптоми не проходять, необхідно

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						46
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

звернутися до лікаря. За умови контакту зі шкірою може виникати її роздратування. У цьому випадку необхідно звернутися до лікаря. За умови потрапляння пентана в очі необхідно обережно промивати їх водою протягом декількох хвилин. У всіх сумнівних випадках, якщо симптоми не проходять, необхідно звернутися до лікаря. За умови ковтання рідкого пентану необхідно ретельно прополоскати рот. Не викликати блювоту. За умови тривалого вдихання парів пентана виникають такі небезпеки: подразнюючі ефекти, сонливість, запаморочення, судоми, наркоз.

Необхідно узгодити заходи щодо гасіння пожежі з умовами навколишнього середовища. Засоби пожежогасіння: розбризкування води, піна, сухий порошок для гасіння, діоксид вуглецю (CO₂). Не рекомендується використовувати для гасіння струмінні води.

У разі пожежі можуть утворитися: окис вуглецю (CO), діоксид вуглецю (CO₂).

Пара пентана важча за повітря. Гасити пожежу необхідно з достатньої відстані, дотримуючись звичайних запобіжних заходів. Необхідно надіти автономний дихальний апарат. Не допускати потрапляння води пожежогасіння до каналізації або водних потоків.

При роботі з пентаном необхідно використовувати захисні окуляри з бічним захистом. Користуватися відповідними захисними рукавичками. Підходять рукавички хімзахисту з нітрилового каучука товщиною не менше 0,3 мм, які випробувані відповідно до EN 374. Рекомендується перевірити хімічну стійкість вищеназваних захисних рукавичок для спеціального застосування, а також постачальника перчаток.

Апарат захисту органів дихання необхідний при утворенні аерозолі або туману. Тип: АХ (газові та комбіновані фільтри). [12]

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						47
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

При виконанні кваліфікаційної роботи відповідно до завдання було виконано порівняльний розрахунок одноступеневої парокомпресійної холодильної машини із використанням холодильних агентів HC і HFC типу (R134a, R407B, R600a, R601a). Порівняння виконувалося за коефіцієнтом термотрансформації COP та іншими показниками (перепад тиску у циклі, об'ємна холодопродуктивність, ступінь підвищення тиску у циклі, кінцева температура та тиск холодильного агента). Згідно результатів розрахунку, найбільшу енергетичну ефективність буде мати цикл із використанням холодильного агента R601a (ізопентан). Разом з тим використання ізопентану дозволить отримати найнижчу температуру і тиск холодильного агента у циклі, що сприятиме застосуванню мінімальних товщин стінок труб, регулюючої і запірної арматури, компресор буде найлегшим. Витрата охолоджуючого конденсатор середовища буде найменшою, що дозволить зменшити затрати електричної енергії на привід вентилятора. Разом з тим застосування холодильного агента R601a у холодильному циклі створить особливі умови роботи компресора – вакуум-компресорний режим роботи, а частина системи буде знаходитись під вакуумом, що накладатиме підвищені вимоги до герметизації системи. Адже підсмоктування повітря під час аварійної розгерметизації системи може призвести до створення вибухонебезпечної суміші.

Недоліком застосування ізопентану як холодильного агента будуть значні розміри компресора, адже для R601a об'ємна холодопродуктивність буде найменшою серед всіх холодильних агентів, що порівнюються ($q_v = 343 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$). Другим недоліком застосування R601a буде його горючість та вибухонебезпечність, що вимагає підвищених заходів техніки безпеки. Однак з точки зору екологічності ізопентан має нульовий потенціал руйнування озонового шару.

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						48
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Порівнюючи описані вище переваги та недоліки холодильний агент R601a був обраний для подальшого застосування у чиллері за умов дотримання охорони праці та техніки безпеки.

Чиллер (водоохолоджувальна машина) – апарат для охолодження рідини, що використовує парокомпресії або абсорбції холодильний цикл. Після охолодження у чиллері рідина може подаватися в теплообмінники для охолодження повітря (фанкойли) або для відводу тепла від устаткування. Під час охолодження рідини чиллер створює надлишкове тепло, яке повинно бути відведено в навколишнє середовище. Робота в парі з фанкойлом в системах кондиціонування є окремим випадком використання чиллерів. Чиллери самі по собі мають широке застосування в промисловості.

У результаті теплового розрахунку холодильного циклу було отримано термічні параметри холодильного агенту у характерних точках циклу, розраховано витрату холодильного агенту та усі теплові навантаження апаратів і потужність компресора. За цими показниками було виконано підбір основного обладнання: компресорно-конденсаторного агрегату на основі поршневого компресора (модель АКБ-С-1х4PES-15У-Т, фірма Термокул, РФ), випарника пластинчатого типу для охолодження води (модель В3-095-90-3.0-Н-Н1Н2(L3/4G)/Q3Q4(Н2"1/8Е), фірма Danfoss) та регенеративного теплообмінника кожухозмійовикового типу модель ТФ-70Г.

У розділі охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях наведено небезпечні та шкідливі фактори холодильного виробництва, а також описано основні характеристики і техніка безпеки при роботі з пентаном.

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						49
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. [Электронный интернет-ресурс] : Режим доступа – <https://works.doklad.ru/view/-lJNhUK5dMo.html> Роль холодильной промышленности в экономике.
2. [Электронный интернет-ресурс] : Режим доступа – <https://mir-klimata.info/klassifikaciya-sistem-kondicionirovaniya/> Классификация систем кондиционирования.
3. [Электронный интернет-ресурс] : Режим доступа – <https://blog.vents.ua/articles/klassifikaciya-sistem-kondicionirovaniya-i-ventilyacii.html> Классификация систем кондиционирования и вентиляции.
4. Свердлов Г. З. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха / Г. З. Свердлов, Б. К. Явнель. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Пищевая пром-сть, 1978.
5. СНиП 23-01-99* Строительная климатология. С изм. №1 от 24.10.02 г. и № 164 от 01.01.03 г. – Москва : Изд-во стандартов, 2006. – 228 с.
6. Бамбушек Е. М. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / Е. М. Бамбушек, Н. Н. Бухарин и др. – Л.: Машиностроение, 1987 – 424 с.
7. [Электронный интернет-ресурс] : Режим доступа – https://www.holodtk.ru/katalog/agregaty/agregaty_kompressorno_kondensatorye_termokul/agregat-kompressornuyu-kholodilnyu-akb-s-1kh4pes-15y-t/ Компрессорно-конденсаторный агрегат АКБ-С-1х4РЕS-15У-Т.
8. Кошкин Н. Н. Холодильные машины / Н. Н. Кошкин, И. А. Сакун и др. – Л.: Машиностроение, 1985 – 542 с.
9. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.
10. [Электронный интернет-ресурс] : Режим доступа – <https://open.danfoss.ru/plastincatye-payanye-teploobmenniki-tipa-bphe/model-b3->

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						50
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

113-bez-raspredelatelya#tab7 Пластинчатые паяные теплообменники типа ВРНЕ.

11. Теплообменные аппараты холодильных установок/ Г.Н. Данилова, С.Н. Богданов, О.П. Иванов и др.; Под общ. ред. д.т.н. Г.Н. Даниловой. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. – 303 с., ил.

12. [Электронный интернет-ресурс] : Режим доступа – <https://www.carlroth.de> › SDB-4443-RU-RU Паспорт безопасности: н-пентан – Carl Roth.

					ХМдн 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		51