

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



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему: Дослідження режимів роботи системи кондиціонування
на базі повітряного теплового насоса, який працює на R744

Здобувача Парафіленко Д.А.
2 курсу ХМ-161МН групи
Керівники д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.
к.т.н., доц. Яковлева О.Ю.
Консультанти: д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.
д.е.н, проф. Басюркіна Н.Й.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 01.06.2023р. протокол № 10
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

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

«30» листопада 2022 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Парафіленко Дмитро Анатолійович

1. Тема роботи Дослідження режимів роботи системи кондиціонування на базі повітряного теплового насосу, який працює на R744

Затверджена наказом ОНТУ від 30.09.2021 р. наказ № 793-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 01.06.2023 р.

3. Вихідні дані роботи

Повітряний тепловий насос, який працює на R744, розташований у м. Одеса.

Температура навколишнього середовища +33°C. Середнє навантаження на систему в режимі охолодження становить 3.5 кВт. Кількість мешканців будинку максимум 5.

Потреба на одну сім'ю на гаряче водопостачання складає 12 кВт.

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Реферат, Вступ, Розділ 1. Теоретична частина, Розділ 2. Аналітична частина

Розділ 3. Економічна частина, Розділ 4. Охорона праці, Висновки,

Список використаних джерел.

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

1. Презентація в PowerPoint

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання видав
Економічні показники	д.е.н, проф. Басюркіна Н.Й.	10.05.2023	17.05.2023
Охорона праці	д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.	17.05.2023	22.05.2023

7. Дата видачі завдання 30.11.2022 р.

Керівники _____ Хмельнюк М.Г.

_____ Яковлева О.Ю.

Завдання прийняв до виконання _____ Парафіленко Д.А.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	30.05-01.06.2023	
2	Вступ	30.11-20.12.2022	
4	Розділ 1. Теоретична частина	20.01-25.02.2023	
5	Розділ 2. Аналітична частина	26.02-30.03.2023	
6	Розділ 3. Економічна частина	10.05-17.05.2023	
7	Розділ 4. Охорона праці	17.05-22.05.2023	
8	Висновки	22.05-23.05.2023	
9	Список використаних джерел	23.05-24.05.2023	
10	Підготовка презентації та доповіді	24.05-26.05.2023	
11	Відгук керівників, рецензування, підготовка до захисту кваліфікаційної роботи	27.05-01.06.2023	

Здобувач-дипломник _____ Парафіленко Д.А.

Керівники роботи _____ Хмельнюк М.Г.

_____ Яковлева О.Ю.

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

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

Здобувач-дипломник Парафіленко Дмитро Анатолійович

ЗМІСТ

	Сторінка
РЕФЕРАТ	5
ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА	8
1.1. Характеристика теплового насосу як системи обігріву	8
1.2. Види теплових насосів по типу джерела низькопотенційного тепла	10
1.3. Характеристика режимів роботи теплових насосів	14
1.4. Особливості проектування систем теплопостачання на базі теплових насосів	17
1.5. Огляд останніх досліджень систем теплових насосів на CO ₂ для різних режимів роботи	20
РОЗДІЛ 2. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА	24
2.1 Вибір ефективної робочої речовини	24
2.2 Застосування CO ₂ в якості холодоагенту	27
2.3 Аналіз вихідних даних для розрахунку системи	30
2.4 Тепловий розрахунок установки на R-744	34
2.5 Аналіз схемних рішень систем охолодження та теплопостачання	40
2.6 Аналіз ефективності системи залежно від параметрів газоохолоджувача	43
2.7 Аналіз ефективності системи	48
2.8 Можливість роботи системи теплопостачання теплового насосу в комплексі з системою сонячних колекторів	52
РОЗДІЛ 3. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	68
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ	88
ВИСНОВКИ	95
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	97

					КРМ.ХУКП.1.793-03.1.3							
Зм.	Арк.	№ документа	Підпис	Дата	Дослідження режимів роботи системи кондиціювання на базі повітряного теплового насосу, який працює на R744			Літера	Аркуш	Аркушів		
Розробив		Парафіленко Д.А.								4	98	
Перевірив		Яковлева О.Ю.						ОНТУ зр. ХМ-161МН				
Н. Контр.		Хмельнюк М.Г.										

РЕФЕРАТ

Магістерська робота складається з: 98 сторінок тексту, 36 рисунків, 19 таблиць, 18 посилань на літературні джерела.

В науково-дослідній роботі вирішено задачу розробки та дослідження системи кондиціонування на базі повітряного теплового насосу, який працює на R744 з можливістю використання відновлюваних джерел енергії.

Найвищий показник COP близько 3,2 був досягнутий при тиску газового охолоджувача між 85 і 90 бар. З максимальним тиском газового охолоджувача 120 бар, отримана потужність охолодження та нагрівання 5,25 та 8,15 кВт відповідно. Розглянуті різні види схемних рішень для роботи системи теплонасосної установки в парі з відновлюваними джерелами тепла (сонячні колектори), зроблений порівняльний розрахунок з традиційною системою опалення (газовий котел). Тепловий насос з розрахунку обійшовся в 540050 грн, за експлуатацію щорічно треба буде сплачувати 56842 грн та окупається він за 8,9 років. Ключові слова: тепловий насос – система кондиціонування – зелені будівлі відновлювальні джерела енергії – CO₂

ABSTRACT

The master's thesis consists of: 98 pages of text, 36 figures, 19 tables, 18 references to literary sources.

The research work solved the problem of developing and researching an air conditioning system based on an air heat pump that runs on R744 with the possibility of using renewable energy sources.

The highest COP of around 3.2 was achieved at a gas cooler pressure between 85 and 90 bar. With a maximum gas cooler pressure of 120 bar, the resulting cooling and heating power is 5.25 and 8.15 kW, respectively. Different types of schematic solutions for the operation of the heat pump installation system coupled with renewable heat sources (solar collectors) are considered, a comparative calculation with a traditional heating system (gas boiler) is made. According to the calculation, the heat pump cost UAH 540,050, for operation it will be necessary to pay UAH 56,842 annually, and it will pay for itself in 8.9 years.

Keywords: heat pump – air conditioning system – green buildings renewable energy sources – CO₂

						Арк.
						5
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Актуальність теми

Теплові насоси CO₂ були виділені як рішення для теперішніх та майбутніх проблем опалення охолодження, та ГВП з акцентом на екологічно чистий світ, що призвело до повторно появи природних робочих тіл таких як (аміак, вуглеводні та CO₂), попередні дослідження показали, що системи теплових насосів CO₂ мають кращі показники роботи, безпеку та величезний потенціал. Одним з таких потенціалів є використання відпрацьованого тепла/енергії в системах теплових насосів з метою підвищення ефективності системи. Інтегровані системи зазвичай складаються з двох або більше різних циклів процесу.

Подібні системи можуть складатися з первинного циклу охолодження та іншого циклу, який може бути використаний для вторинного застосування (рекуперації). Вторинний цикл може бути застосован для інших потреб (опалення, охолодження, або навіть ГВП).

Під час процесу теплового насосу з CO₂ велика кількість тепла супроводжує стиснення холодоагенту. Це тепло відводиться від газоохолоджувача або при конденсації і вважається відходом.

Це відпрацьоване тепло можна використати для, наприклад, опалення приміщень, нагрівання гарячої води, сушки та інших програми. Завдяки цьому досягається краща енергоефективність системи. Це не тільки підвищує працездатність системи, але й призведе до зниження загального попиту на енергію, що до цього часу було доповнене успішною конверсією відпрацьованого тепла.

Лоренцен у 1994 р. запровадив новий підхід нагріву гарячої водопровідної води. Він запропонував транскритичний процес одночасного охолодження(кондиціювання) та підігріву води для потреб ГВП. Тут використовується окрема система охолодження газоохолоджувача та одночасного нагрівання гарячої води. Стен у 2007 році підкреслив потенціал систем теплових насосів CO₂ для виробництва гарячої води в побуті,

						Арк.
						6
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

враховуючи щорічний попит на опалення для гарячої води в побуті (гаряча вода), як правило, становить від 50 до 85% від загальної річної потреби в опаленні в домі. Поєднання охолодження простору з водяним нагріванням - це технологія, яка найбільш пристосована до географічних регіонів, де річне навантаження на охолодження велике. Для таких регіонів важливою є система, яка в основному охолоджує житлові будинки, а також забезпечує або доповнює потребу в гарячій воді за місцем проживання. Система теплових насосів, яка досягає цього, використовуючи відхилене тепло для надання цього вторинного застосування. Це не тільки допомагає скоротити енерговитрати, але ще важливіше, що сприяє енергозбереженню та підвищує енергоефективність системи.

Мета та завдання

Метою даної роботи є аналіз системи охолодження теплопостачання та гарячого водопостачання на базі теплового насосу та визначення найбільш ефективного з точки зору енергоефективності, екологічності та економічності при застосуванні режиму роботи.

Для досягнення поставленої мети вирішені наступні задачі:

1. Теоретичний аналіз інтегрованих систем теплових насосів CO₂, визначення основних показників продуктивності.
2. Розробка комбінованої системи теплового насоса на CO₂ для роботи в режимах опалення/охолодження та гарячого водопостачання.
3. Розробка способів підвищення ефективності установки в цілому завдяки впровадженню додаткового обладнання та застосуванню енергії сонця.

Об'єкт дослідження

Парокомпресійний тепловий насос на CO₂ та ефективність його роботи.

Предмет дослідження

Енергетичні характеристики парокомпресійного теплового насосу при суспільній роботі в системі комбінованого виробництва електроенергії, тепла та холоду.

						Арк.
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. Теоретична частина

1.1 Характеристика теплового насосу як системи обігріву.

В якості пріоритетного напрямку більш широкого застосування нетрадиційних джерел енергії найбільший інтерес представляє область теплохолодопостачання, що є сьогодні одним з найбільш ємних світових споживачів паливно-енергетичних ресурсів. Переваги технологій теплохолодопостачання, що використовують нетрадиційні джерела енергії, в порівнянні з їх традиційними аналогами пов'язані не тільки зі значними скороченнями витрат енергії в системах життєзабезпечення будівель і споруд, а й з їх екологічною чистотою, а також новими по можливості в області підвищення ступеня автономності систем теплопостачання. Звісно ж, що саме ці якості матимуть визначальне значення у формуванні конкурентної ситуації на ринку холодильного обладнання як в нашій країні, так і за кордоном.

Тепло-холодопостачання за допомогою теплових насосів відноситься до області енергозберігаючих екологічно чистих технологій і набуває все більшого поширення в світі. Ця технологія за висновком цілого ряду авторитетні міжнародних організацій, поряд з іншими енергозберігаючими технологіями (використання сонячної, вітрової енергії, енергії Океану і т.п.), відноситься до технологій XXI століття.

У загальному випадку тепловий насос - це пристрій, що використовується для обігріву і охолодження. Він працює за принципом передачі теплової енергії від холодної середовища до більш теплою, в той час як природним шляхом тепло перетекає з теплою області в холодну (див. Рис.1).

						Арк.
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

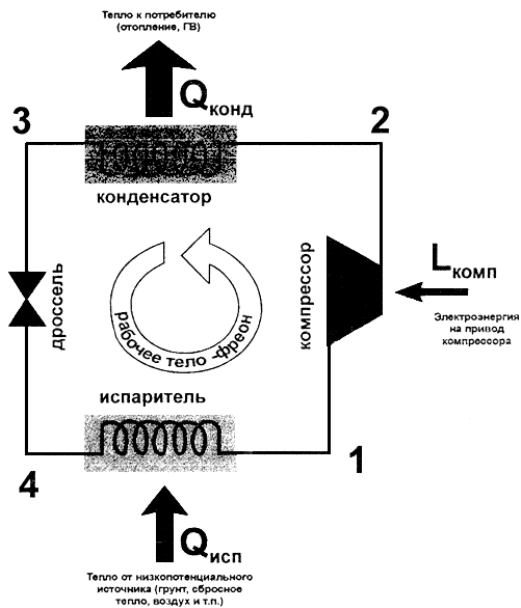


Рис.1. Принципова схема роботи компресійного теплового насоса

Теплові насоси успішно використовуються в побуті і промисловості в Європі і США вже більше 25 років. Їх особливість полягає в перетворенні так званого низько потенційного тепла навколишнього середовища: землі, води, повітря. На російському ринку ця екологічна технологія набула поширення порівняно недавно.

Експериментальні селища, які опалювалися за допомогою теплових насосів, існували ще в Радянському Союзі. Те, що було сміливим експериментом в двадцятому столітті, в двадцять першому - увійшло в практику.

Пристрій і принцип роботи побутового насосу

Принцип роботи побутового насосу заснований на тому факті, що будь-яке тіло з температурою вище абсолютного нуля володіє запасом теплової енергії. Цей запас прямо пропорційний масі і питомої теплоємності тіла. Якщо в цьому контексті звернути увагу, наприклад, на моря, океани, підземні води, що володіють величезною масою, можна прийти до висновку, що їх грандіозні запаси теплової енергії можна частково використовувати для опалення будинків без шкоди світовій екологічній обстановці. «Взяти» теплову енергію будь-якого тіла можна, якщо охолодити його. Грубий розрахунок виділяється

					Арк.
					9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

при цьому тепла можливий за формулою: $Q = C * M * (T_2 - T_1)$, де Q - отримане тепло, C - теплоємність, M - маса, T1 - T2 - температура, на яку було вироблено охолодження тіла. Формула показує, що при зростанні маси теплоносія різниця температур може бути невеликою. Наприклад, охолоджуючи 1 кг теплоносія від 1000 до 0 °С, можна отримати стільки ж тепла, скільки дасть охолодження 1000 кг від 1 до 0 °С.

По виду передачі енергії теплові насоси бувають двох типів:


- Компресійні. Основні елементи установки - це компресор, конденсатор, розширювач і випарник. Використовується цикл стискання-розширення теплоносія з виділенням тепла. Цей тип теплових насосів простий, високоефективний і найбільш популярний.

- абсорбційні. Це теплонасоси нового покоління, що використовують як робоче тіло пару абсорбент-хладон. Застосування абсорбенту підвищує ефективність роботи теплового насоса.

1.2 Види теплових насосів по типу джерела низькопотенційного тепла

За джерела тепла виділяють теплові насоси:

- Геотермальні. Теплова енергія береться з ґрунту або води.
- Повітряні. Тепло витягується з атмосфери.
- Використовують вторинне тепло. Як джерело тепла використовуються повітря, вода, каналізаційні стоки.

Ґрунт		
Не потрібне буравлення Ґрунт має стабільну температуру Низькі витрати на установку	Тепловий насос збирає тепло ґрунту за допомогою колектора, покладеного на глибину біля метра.	


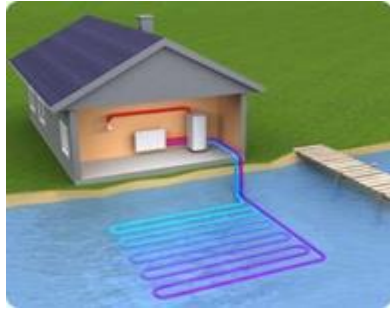

Шпара		
Немає необхідності у великій ділянці Шпара має стабільну температуру протягом усього року Не впливає на ділянку	При використанні як джерело тепла шпари, у неї опускається колектор, що має U-Подібну форму. Не обов'язково використовувати одну дуже глибоку шпару, можна пробурити трохи неглибоких, більше дешевих шпар, головне одержати загальну розрахункову глибину.	
Водойма		
Немає необхідності у великій ділянці Водойма має стабільну температуру Не впливає на ділянку	Використовується колектор, покладений на дно водойми щоб збирати сонячне тепло, накопичене за літо. Принцип той же, що й у випадку із ґрунтовим колектором.	
Повітря		
Низькі витрати на установку Не впливає на ділянку	Використання повітряного теплового насоса звільняє від необхідності бурити або копати. Замість цього ви одержуєте тепло з навколишнього повітря за допомогою зовнішнього блоку. Всі ключові компоненти перебувають усередині будинку, що запобігає їх від ушкодження.	

Рис. 1.2 Види джерел тепла для теплового насоса

По виду теплоносія вхідного / вихідного контуру:

- Теплові насоси «повітря-повітря». Цей вид теплових насосів забирає тепло у більш холодного повітря, ще більше знижуючи його температуру, і віддає його в опалювальне приміщення.
- Теплові насоси «вода-вода». Використовується тепло ґрунтових вод, яке передається воді для опалення та гарячого водопостачання.

- Теплові насоси «вода-повітря». Використовуються зонди або свердловини для води і повітряна система опалення.
- Теплові насоси «повітря-вода». Атмосферний тепло використовується для водяного опалення.
- Теплові насоси «грунт-вода». Труби прокладаються під землею, і по ним циркулює вода, яка забирає тепло з ґрунту.
- Теплові насоси «лід-вода». Для нагрівання води в системі опалення і гарячого водопостачання використовується теплова енергія, яка вивільняється при отриманні льоду. Заморожування 100-200 л води здатне забезпечити обігрів середнього будинку протягом години.

Розрахунок ефективності теплових насосів для опалення

Для того щоб тепловий насос був ефективним, він повинен давати теплової енергії більше, ніж споживати електричної. Це співвідношення називається коефіцієнтом перетворення. Коефіцієнт перетворення може змінюватися в залежності від різниці температур вхідного і вихідного контуру. Чим холодніше зовні, тим менш ефективна система. Для різних типів теплових насосів коефіцієнт перетворення може варіюватися від 1 до 5. Для об'єктивної оцінки теплового насоса є потреба у додатковому параметр річної ефективності.

Ефективність конкретного теплового насоса буде залежати від безлічі факторів, і її розрахунок досить складний. Дати узагальнену формулу, яка б працювала завжди, практично неможливо. Тому кожен конкретний випадок вимагає звернення до експертів, які в залежності від поставленої задачі та її умов підберуть необхідний тип теплового насоса і обсяг холодоагенту.

Сфери застосування і ступінь поширення

Теплові насоси затребувані перш за все у випадках, коли інші способи організації системи опалення обходяться значно дорожче. Зростаюча поширеність теплових насосів на виробництві та в побуті пов'язана з наступними їх перевагами:

						Арк.
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Економічність. Для передачі в опалювальну систему 1 кВт • год теплової енергії, встановлення потрібно в середньому витратити всього 0,2-0,35 кВт • год електроенергії.

- Простота експлуатації.

- Спрощення вимог до систем вентиляції приміщень, підвищення рівня пожежної безпеки.

- Можливість перемикання з зимового режиму опалення на літній режим кондиціонування.

- Компактність і безшумність, що робить тепловий насос привабливим для опалення приватного будинку.

За даними Європейської асоціації теплових насосів, до недавнього часу європейський ринок цього обладнання був в основному зосереджений у Франції. В останні кілька років ринки стали розширюватися в Німеччині, Великобританії і Східній Європі. За оцінкою Світового енергетичного комітету, вже в найближчі п'ять років частка опалення та гарячого водопостачання від теплових насосів становитиме в розвинених країнах не менше 75%.

Загальний недолік теплових насосів - не дуже висока температура води, що нагрівається. Як правило, вона становить 50-60 °С.

Вартість обладнання

Традиційне рішення для приватних будинків і котеджів - газове опалення. Однак варіант теплового насоса значно вигідніше і зручніше. Щоб встановити газовий котел, потрібні спеціальний димохід, вентиляція, а також цілий набір дозвільних документів. Застосування теплових насосів позбавить вас від цих проблем і істотно заощадить ваші кошти. Щоб провести газ буде потрібно близько \$ 20 000, і це в тому випадку, якщо ваш будинок віддалений від газопроводу менш, ніж на 1 км, - інакше витрати виростуть у кілька разів! Крім цього, доведеться врахувати швидкість роботи вітчизняних газовиків. Установка теплового насоса «під ключ» коштує від \$ 15 000, а роботи займають всього 2-3 тижні.

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

З усього вищесказаного можна зробити однозначний висновок: використання теплових насосів - це ефективне, просте в монтажі, екологічне та економічне рішення для організації опалення та гарячого водопостачання в приватному будинку.

1.3 Характеристика режимів роботи теплових насосів

На наступних ілюстраціях представлений режим опалення або режим охолодження теплового насоса. Можливість опалення або охолодження тільки одним приладом забезпечується "перемиканням" контуру холодоагенту за допомогою чотирьохходового клапана.

Режим опалення

У режимі опалення в теплообміннику 3 тепло від джерела тепла передається на холодоагент (ХА). При цьому ХА випаровується. Випарований ХА, утягнений через компресор (1), потім проходить через вакуумний теплообмінник (5), де ХА ще раз додатково нагрівається.

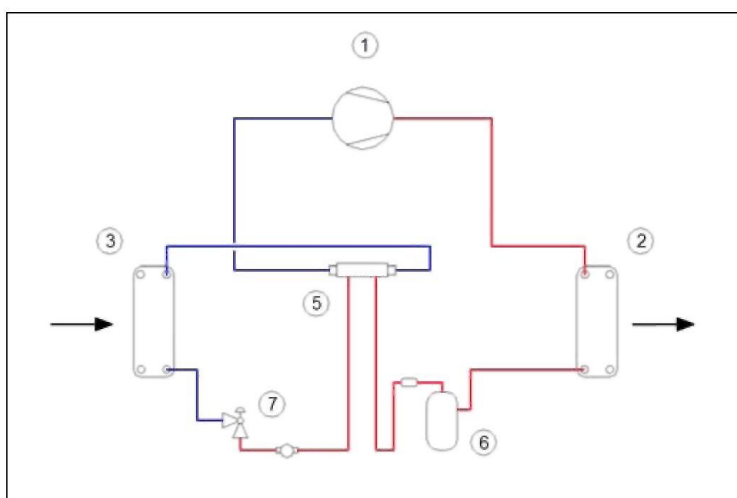


Рис. 1.3 Схема руху холодоагенту в режимі опалення

У компресорі ХА доводить до високого тиску й температури із застосуванням електричної енергії. Потім ХА надходить у теплообмінник (2), де він передає більшу частину теплоти на більше холодного теплоносія системи опалення, і при цьому конденсується. На шляху до розширювального клапана (7) рідкий ХА проходить через ресивер холодоагенту

Рис. 4 Принцип дії опалення при варіанті ТН "тільки опалення".

синій: холодоагент під низьким тиском, при низькій температурі;

						Арк.
						14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

червоний: холодоагент під високим тиском, при високій температурі (6), осушувач холодоагенту, а також вакуумний теплообмінник, де відбувається ще один теплообмін між рідким ХА й газоподібним ХА (що надходить від випарника). Після того, як розширювальний клапан знімає тиск холодоагенту, він остигає й знову попадає у випарник. Контур охолодження закритий і може починатися знову.

Режим охолодження

У режимі охолодження спосіб роботи окремих компонентів у контурі охолодження такий же, як і в режимі опалення, тільки теплообмінники (2) і (3) міняються функціями. Конденсатор з режиму опалення стає випарником, а випарник режиму опалення приймає функцію конденсатора.

Перемикаючий клапан (4) забезпечує при цьому правильний напрямок потоку усередині контуру охолодження.

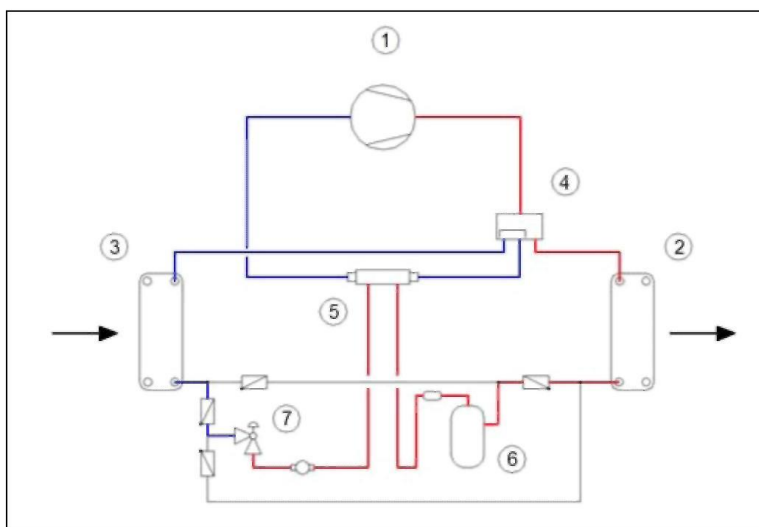


Рис. 1.4 Принцип дії опалення у варіанті ТН із активним охолодженням:
синій: холодоагент під низьким тиском, при низькій температурі;
червоний: холодоагент під високим тиском, при високій температурі.

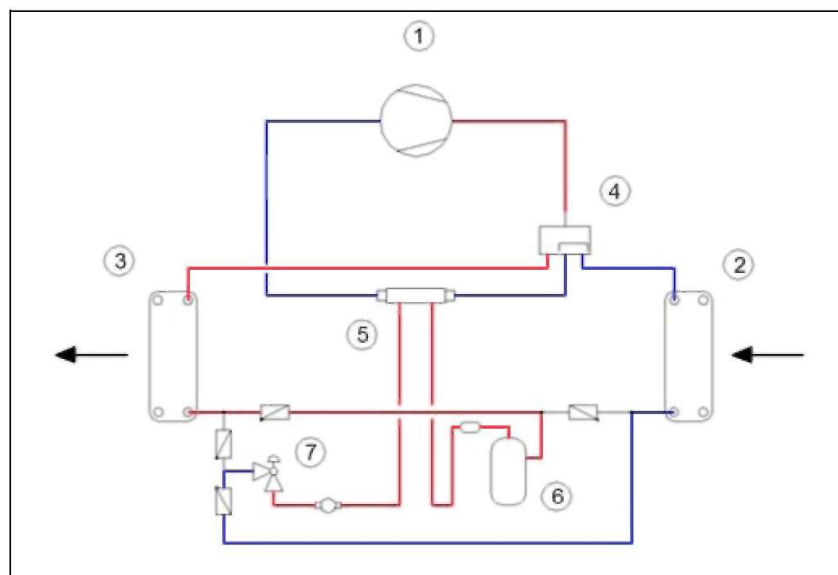


Рис. 1.5 Принцип дії охолодження у варіанті ТН із активним охолодженням:

синій: холодоагент під низьким тиском, при низькій температурі;
червоний: холодоагент під високим тиском, при високій температурі.

Основне завдання теплового насоса - виробництво тепла. Залежно від варіанта монтажу й застосування його можна використовувати для опалення й нагрівання питної води. Залежно від обраного типу теплового насоса й гідравлічного з'єднання компонентів установки тепловий насос можна застосовувати також для охолодження.

Охолодження тепловим насосом

При необхідності, передбачені для цього теплові насоси можна використовувати також для охолодження. При цьому розрізняють два типи охолодження:

Активне охолодження.

При активному охолодженні напрямок потоку холодоагенту й функції випарника й конденсатора міняються на протилежні. Це досягається за допомогою убудованого в контур охолодження чотирьохходового клапана. Конденсатор для режиму опалення стає випарником у режимі охолодження й відбирає теплову енергію, наприклад, від системи опалення. Випарник для

						Арк.
						16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

режиму опалення стає конденсатором у режимі охолодження й віддає теплову енергію більше холодному джерелу тепла (наприклад, розсолу), що у цьому випадку стає тепловідводом. Компресор працює при активному охолодженні. Для активного охолодження пропонується спеціальний варіант приладу.

Пасивне охолодження

При пасивному охолодженні тепла енергія з будинку передається безпосередньо на більше холодний теплоотвод, без використання для цього компресора.

Це досягається за допомогою теплообмінника між системою охолодження й джерелом тепла. При пасивному охолодженні досяжна холодопродуктивність сильно залежить від рівня температури джерела тепла, що у цьому випадку служить тепловідводом.

1.4 Особливості проектування систем тепlopостачання на базі теплових насосів

При проектуванні систем тепло холодопостачання (опалення, вентиляції, кондиціонування повітря, гарячого водопостачання) будівель і споруд з використанням теплових насосів і теплових вузлів до них слід керуватися наступними нормативними документами:

- СНіП 2.04.05-91 * "Опалення, вентиляція і кондиціонування повітря";
 - СНіП 2.04.01-85 * "Водопостачання і каналізація";
 - СНіП 2.04.07-86 * "Теплові мережі";
 - МГСН 2.01-99 "Енергозбереження в будівлях. Нормативи по теплозахисту і тепловодоелектропостачанню";
 - СП 41-101-95 Звід правил "Проектування теплових пунктів",
- а також іншими нормативними документами, що стосуються енергозбереження при проектуванні об'єктів індивідуального і громадського житлового будівництва, об'єктів комунального та промислового будівництва.

						Арк.
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Термодинамічно тепловий насос являє собою звернену холодильну машину і, за аналогією, містить випарник, конденсатор і контур, який здійснює термодинамічний цикл. Основні типи термодинамічних циклів - абсорбційний і, найбільш поширений, парокомпресійний. Якщо в холодильній машині основною метою є виробництво холоду шляхом відбору теплоти з будь-якого обсягу випарником, а конденсатор здійснює скидання теплоти в навколишнє середовище, то в тепловому насосі картина зворотна. Конденсатор є теплообмінним апаратом, що виділяють теплоту для споживача, а випарник - теплообмінним апаратом, утилізують низькопотенційну теплоту: вторинні енергетичні ресурси і (або) нетрадиційні поновлювані джерела енергії. Термодинамічний цикл теплового насоса в T-S діаграмі представлений на рис. 1.7.

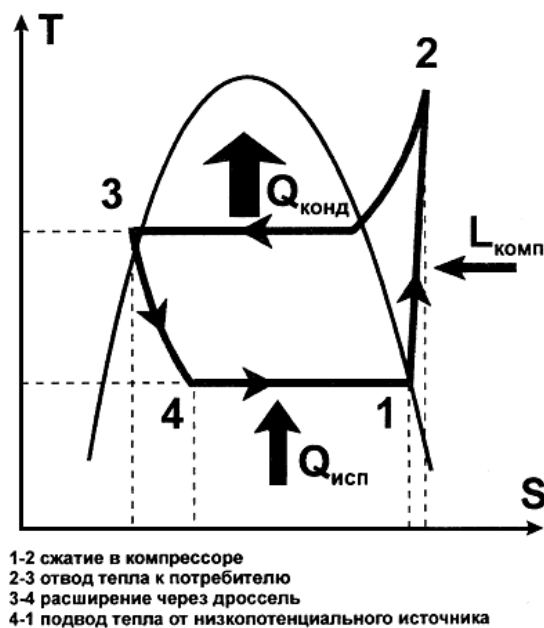


Рис. 1.7. Термодинамічний цикл теплового насоса в T-S діаграмі

Як і холодильна машина, тепловий насос споживає енергію на реалізацію термодинамічного циклу (привід компресора). Коефіцієнт перетворення теплового насоса - відношення теплопродуктивності до електроспоживання - залежить від рівня температур в випарнику і конденсаторі і коливається в різних системах в діапазоні від 2,5 до 5, тобто на 1 кВт витраченої електричної енергії тепловий насос виробляє від 2,5 до 5 кВт

					Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	18

теплової енергії. Температурний рівень теплопостачання від теплових насосів 35-55 ° С. Економія енергетичних ресурсів досягає 70%.

Промисловість технічно розвинених країн випускає широкий асортимент парокомпресійних теплових насосів тепловою потужністю від 5 до 1000 кВт.

На рисунку 1.8 представлені залежності ідеального і дійсного (реального) коефіцієнта перетворення ТН від температур випаровування і конденсації холодоагенту.

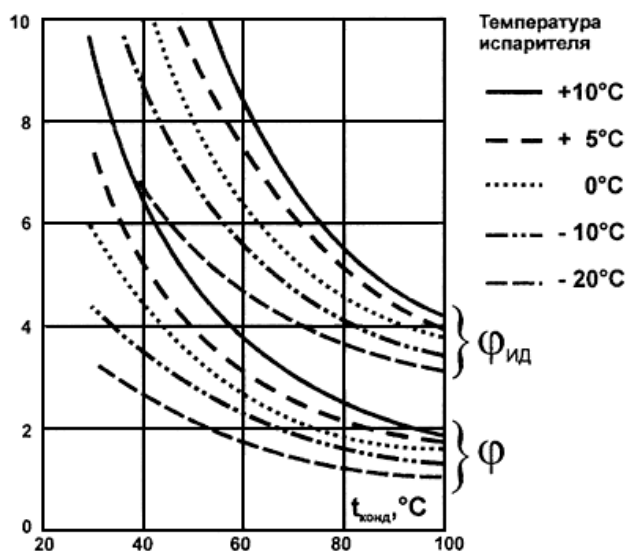


Рис. 1.8. Залежність ідеального і дійсного (реального) коефіцієнта перетворення ТН від температур випаровування і конденсації холодоагенту

Енергетичний баланс ТН записується в такий спосіб:

$$Q_{\text{конд}} = Q_{\text{исп}} + L_{\text{комп}}, \quad \text{де}$$

$Q_{\text{конд}}$ - теплота, відведена від конденсатора;

$Q_{\text{исп}}$ - теплота, що підводиться до випарника;

$L_{\text{комп}}$ - робота компресора.

Коефіцієнт перетворення ТН визначається за формулою:

$$\varphi = Q_{\text{конд}} / L_{\text{комп}} = \alpha \cdot T_{\text{конд}} / (T_{\text{конд}} - T_{\text{исп}}), \quad \text{де}$$

$T_{\text{конд}}$ - температура конденсації робочого тіла;

						Арк.
						19
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$T_{исп}$ - температура випаровування робочого тіла;

α - сумарний коефіцієнт втрат ТН (втрати циклу, втрати в компресорі, втрати від незворотності при теплопередачі і т.п.).

Ідеальний коефіцієнт перетворення ТН:

$$\varphi = T_{конд} / (T_{конд} - T_{исп}) .$$

1.5 Огляд останніх досліджень систем теплових насосів на CO2 для різних режимів роботи

Neska та ін. у 1998 розробили та проаналізували прототип теплового насоса CO2 з температурою входу водопровідної води 6°C та температурою на виході гарячої води 60°C. Система використовувала повітря в якості джерела тепла, та досягала COP 4,3, мала порівняльну перевагу споживання енергії на 75% менше, ніж електрична та газова система. Було підкреслено потенціал системи CO2 для подачі гарячої води при більш високій температурі на відміну від інших звичайних систем.

Кім та ін у 2003 р. провели дослідження водяного теплового насосу. Модель включає зміни температури гарячої води та розміру резервуарів гарячої води. Результат дослідження показав, що менші резервуари мають більшу тимчасову деградацію продуктивності, тоді як більший розмір резервуару призводив до більших втрат тепла під час зберігання. Кім та ін. У 2005 р. Було проведено дослідження з вивчення впливу внутрішнього теплообмінника на надкритичний цикл CO2 із змінними, включаючи температури вторинної рідини на входах випарника та газового охолоджувача. Оцінюючи COP системи по відношенню до довжини внутрішнього теплообмінника при різних робочих умовах, спостерігали, що COP збільшується зі збільшенням довжини. Масова витрата холодоагенту зменшується зі збільшенням внутрішньої довжини теплообмінника при зміні тиску нагнітання. Потужність компресора також зменшується відповідно.

						Арк.
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Чен та Гу у 2005 провели дослідження впливу високої ефективності теплообмінника на продуктивність системи. Результати показали, високу ефективність теплообмінника при фіксованій температурі навколишнього середовища та високому тиску.

Сакар у 2005 моделював цикл теплового насоса з CO₂ для одночасного застосування систем охолодження та опалення. Система подає вторинний нагрів рідини при 73 ° C, і результати показали, що оптимальний COP було досягнуто за допомогою системних змінних, що включає швидкість компресора, температуру на вході джерела тепла, тиск нагнітання компресора та температуру на вході рідини для нагрівання.

У 2007 було проведено чисельне моделювання теплового насоса CO₂ для безперервного процесу нагріву води. Дослідження враховувало погодинну зміну споживання гарячої води та розподілу температури в баку. Зміни в продуктивності системи також оцінювались щогодини та щомісяця внаслідок зміни параметрів системи. Високі КС та ефективність системи були отримані протягом літніх місяців, тоді як система зафіксувала низьку ефективність зберігання за той самий проміжок часу.

Laipradit та ін. у 2008 провели теоретичний аналіз продуктивності теплового насоса дл ГВП на CO₂, моделюючи транскритичний процес. Було представлено вплив на продуктивність теплового насоса за такими робочими параметрами, як швидкість обертання компресора, температура на вході води на газовому охолоджувачі, температура на вхідному повітрі на випарнику та співвідношення масової витрати води до холодоагенту. Дослідження встановило співвідношення масової витрати води та CO₂ між 1,2 та 2,2 як найбільш підходяще значення для нагріву гарячої води при температурі понад 60 ° C при температурі навколишнього повітря 15-25 ° C. Для наступних номінальних системних потужностей компресора потужністю 4 кВт, газового охолоджувача потужністю 10 кВт та випарника потужністю 6 кВт встановлено, що КС становить від 2,0 до 3,0.

									Арк.
									21
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Результати випробувань та валідація чисельних досліджень, проведених у 2009, показали, що зміна швидкості потоку води має незначний вплив на продуктивність випарника та охолоджувача газу, тоді як температура на вході води в газовому холодильнику має значний вплив щодо продуктивності системи. У 2010 р представили результати випробувань, які показують, що COP збільшується на 0,6 на 1 кг / хв порівняно з масовим потоком води в охолоджувачі газу, який збільшує COP на 0,4 за 1 кг / хв. Ефект температури на вході води в охолоджувач газу є більш значним, оскільки COP зменшується на 0,48 для заданих діапазонів порівняно з температурою на вході води у випарниках, де COP збільшується на 0,43 для заданих діапазонів.

У 2013р провели експериментальне дослідження щодо оптимального тиску газового охолоджувача, вивчаючи вплив температури на виході холодоагенту при різній температурі навколишнього середовища. Було помічено, що оптимальний тиск газового охолоджувача змінюється в залежності від температури навколишнього середовища. Результати також показують, що КС зменшується зі збільшенням температури на виході холодоагенту з газового охолоджувача. Було розроблено співвідношення між співвідношенням температури виходу газового охолоджувача та оптимальним тиском газового охолоджувача, кореляція показала лише близько 5% відхилення.

Для систем охолодження у 2005 провели порівняльний аналіз продуктивності системи систем теплового насосу для вироюництва гарячої води R134a та CO₂. Результати показали, що система CO₂ мала кращий COP при ідеальній стратифікації води порівняно із системою R134a, тоді як для ідеального змішування було зафіксовано нижчі показники.

У 2003 представили перший експериментальний комбінований тепловий насос "повітря-повітря" на CO₂. Відповідність його потужності охолодження до потужності теплового насоса R410A, наявного у продажу, при робочих температурах у приміщенні та на вулиці 26,5°C та 35°C відповідно. Навіть незважаючи на те, що продуктивність системи CO₂ призвела до зниження COP

						Арк.
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

нагріву в порівнянні з посиланням на систему R410a, але краще, ніж при низьких зовнішніх температурах.

Також у 2003 включили водонагрівач до зовнішнього блоку кондиціонера розділеного типу (спліт). Були проведені тестові кампанії, і результати показали, що для подвійної роботи у двох режимх було зареєстровано 4,02 COP порівняно з 2,91 лише для цілей кондиціонування. У 2007 моделювали стійку модель кондиціонера розділеного типу з вбудованим водонагрівачем. Результати моделювання були підтверджені експериментальними кампаніями. У 2009 було проведено порівняння ефективності системи. Конструкція та моделювання теплового насоса для одночасного нагрівання та охолодження з використанням R407C та CO2 як холодоагенту.

Хоча результати показали, що R407C має більш високу ефективність по першому закону та другому закону термодинаміки порівняно з CO2 при нагріванні при температурі навколишнього середовища від -15°C до 15°C та подвійному режимі при температурі навколишнього середовища 20°C, CO2 має більш високу ефективність COP першого закону та другий закон при режимі охолодження при температурі навколишнього середовища 25°C.

						Арк.
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2 Аналітична частина

2.1 Вибір ефективної робочої речовини.

За всю історію використання людиною хладагентів пройдено чотири етапи їх еволюції з метою пошуку кращого. Перше покоління холодоагентів (1830-1930 рр.) - «Використання всього що працює», друге - (1931-1990 рр.) - «Безпека і довговічність», третє покоління (1990-2010 рр.) - «Захист озонового шару» і четвертий -сучасний етап з розвитком на перспективу (2010- ... рр ..) - «глобальне потепління» .

З урахуванням загальних вимог, що пред'являються до сучасних холодильних установок: енергоефективності, економічності, екологічності та безпеки експлуатації, відносно хладагентів сформовані специфічні умови для їх застосування.

По термодинамічних характеристиками вони повинні мати низьку температуру кипіння при тиску вище атмосферного (щоб уникнути підсосу повітря), помірні тиск і температуру конденсації, низьку температуру затвердіння і високу критичну температуру, більшу теплоту пароутворення при малих питомих обсягах парів, малу теплоємність і високу теплопровідність.

До експлуатаційних умов відносяться: термохімічна стабільність, вибухо- та пожежобезпечність, нетоксичність по відношенню до біологічних об'єктів, хімічна сумісність з конструкційними матеріалами та холодильними маслами, достатня розчинність з маслом для хорошої його циркуляції, здатність розчиняти воду, наявність запаху і т.д.

До екологічних та економічних вимог відносяться: природне походження, озонобезпечні, низький потенціал глобального потепління, наявність вітчизняного промислового виробництва, прийнятні для споживачів ціни. Очевидно, що неможливо знайти ідеальний холодоагент, що відповідає всім перерахованим вимогам, тому в кожному окремому випадку вибирають холодоагент з урахуванням конкретних умов роботи холодильної установки і

									Арк.
									24
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

запитів споживача. Залежно від температури кипіння при атмосферному тиску холодоагенти поділяють на три групи: високотемпературні (вище мінус 10 °С), помірні (нижче мінус 10 °С) і низькотемпературні (нижче мінус 50 °С). У холодильній техніці і кондиціонуванні найчастіше застосовують п'ять видів хладагентів. Це аміак, фреони, діоксид вуглецю, вуглеводні та їх суміші, а також вода. У промисловому холоді перерахованим вище вимогам до холодоагентів найближче відповідають аміак, фреони і діоксид вуглецю.

Бурхливий розвиток напрямку штучних холодоагентів на основі хлорфторуглеродов (ХФУ) і гідрохлорфторвуглеводів (ГХФУ) призвело до того, що в даний час налічується близько 50 типів фреонів, правда промислове застосування мають не більше десятка . Тільки аміак (R717), за рахунок високих термодинамічних, техніко-експлуатаційних та економічних показників в широкому діапазоні температур склав гідну конкуренцію новим штучним холодоагентам.

Виявлення в 1974 р. руйнуючої дії ХФУ на озоновий шар Землі, призвело до обмеження, а потім і до заборони ХФУ. Надалі це торкнулося і деяких хладагентів класу ГХФУ і зокрема, фреону R22. Дане рішення було закріплено в 1985 р. Віденською конвенцією по захисту озонового шару Землі. Пізніше воно було підтверджено в 1987 р Монреальським протоколом, підписаним всіма промислово розвиненими країнами світу. З 1989 р налагоджено виробництво озонобезпечних холодоагентів, наприклад, R134A, R404A, R407C, R507A, R410A та ін. Які, однак, мають свої суттєві недоліки. Наприкінці вересня 2007 року в Монреалі підписані документи за більш жорстких заходів обмеження і заборони озоноруйнуючих фреонів. Термін їх виробництва і споживання для розвинених країн скорочено на 10 років і обмежений 2020 роком. До 2010 р виробництво і споживання подібних фреонів має бути скорочено на 75%, до 2015 р - на 90% та припинено - до 2020 р. Таким чином, і в Україні до цього часу фреон R22 повинен залишитися тільки в «приємних спогадах» фахівців. Даний факт гідний жалю, так як це був, мабуть, кращий фреон хорошої якості і доступної ціни, з тих, що

						Арк.
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

випускаються вітчизняною промисловістю для холодильного бізнесу. Тим не менш, ухилення від виконання підписаних зобов'язань, загрожує порушникові істотними економічними санкціями з боку учасників Монреальського угоди. Ось чому холодильщики відчують себе незатишно під «Монреальським озонобезпечних парасолькою».

Заборона і обмеження застосування озоноруйнуючих фреонів привели до пошуку альтернативних холодоагентів і відродили активний інтерес до природних холодоагентів, зокрема до аміаку, діоксиду вуглецю і вуглеводнів.

За останні 10 років в світі безперервно зростала увага до холодильних установок на діоксиді вуглецю. З однієї сторони, це вийшло через те, що діючий на світовому рівні концерн Nestle постійно форсував розвиток каскадних установок, що працюють на аміаку та двоокисі вуглецю, доказав тим самим їх ефективність в Європі, США та Японії. Інші компанії послідували цьому прикладу. В деяких країнах ця тенденція була додатково посилена за рахунок державних заохочень. Так, Голландія значно знизила податки на установки, що працюють на CO₂, а в Скандинавії підняли податок на використання синтетичних хладагентів. Двоокис вуглецю особливо підходить для рекуперації відведеного тепла або для використання в теплових насосах. В Азії таке використання широко розповсюджено та можна вважати, що і інші країни посліднують цьому прикладу.

Яку кількість тепла можна зекономити за рахунок використання CO₂ в ролі хладагента, в великій мірі залежить від температури навколишнього середовища. Так, наприклад, система з двоокисом вуглецю за ефективністю перевищує обладнання на синтетичних робочих речовинах, якщо воно працює в області субкритичних температур. Але й в області надкритичних температур обладнання може бути достатньо успішно оптимізованов плані ефективності. Одним з таких підтверджень тому стала компанія Coca-Cola, що використовує для своїх 550-літрових холодильників як CO₂, так і R-134a. Результат: обладнання на CO₂ витрачувало на 20-30% менше.

									Арк.
									26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

В надкритичному режимі експлуатації системи на двоокисі вуглецю в загалом є менш ефективні, ніж синтетичні хладагенти. Але, якщо виходити з розрахунку на рік, то холодильні установки на CO₂ частіше є більш енергоефективні.

Вуглеводні, такі як пропан, бутан, пропен чудово підходять в якості хладагентів. Наприклад, бутан дуже успішно використовують в більш ніж 300 мільйонах побутових холодильниках. Крім того, бутан все частіше використовуються в невеликих промислових холодильних установках.

Пропан має схожі з хладагентом R-22 термодинамічними характеристиками. Тому в деяких країнах Азії хладагент R-22, що використовується в центральних системах кондиціонування, після проведення невеликих змін в конструкції обладнання, був змінений пропаном, що дало економію енергії від 10 до 30%.

2.2 Застосування CO₂ в якості холодоагенту

За останні роки перспективність CO₂ як холодоагенту помітно зростає. Діоксид вуглецю - один з небагатьох хладагентів для холодильних систем, актуальний з точки зору ефективності застосування і безпеки для навколишнього середовища. Застосування традиційних холодоагентів обмежується різними нормативами, причому в усьому світі спостерігається тенденція до їх посилення. У зв'язку з цим природні холодоагенти знаходять все більше застосування. Ми починаємо рубрику, присвячену використанню холодоагенту CO₂ в області штучного холоду.

Холодоагент CO₂ належить до групи так званих природних холодоагентів (аміак, пропан, бутан, вода і ін.) Має нульовий потенціал руйнування озонового шару Землі (ODP = 0) і є еталонною одиницею при розрахунку потенціалу глобального потепління (GWP = 1). У кожного з природних холодоагентів є свої недоліки, наприклад, аміак токсичний, пропан горючий, а у води обмежена область застосування. На відміну від них CO₂ не токсичний і не горючий, хоча його вплив на навколишнє середовище не є

						Арк.
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

однозначним. З одного боку, CO₂ міститься в навколишньому повітрі і необхідний для протікання життєвих процесів. З іншого боку, вважається, що більша концентрація вуглекислоти в повітрі є однією з причин глобального потепління.

Ініціатива повернутися до використання CO₂ в холодильній техніці належить скандинавським країнам, де закони значно обмежують використання холодоагентів HFC та HCFC. В якості холодоагенту для промислових установок традиційно застосовується аміак, але його кількість в системі обмежена. Це не є проблемою для установок, що працюють на високі і середні температури (до -15 / -25 ° C), де кількість аміаку скорочується застосуванням вторинного хладоносителя. Для більш низьких температур застосування вторинного хладоносителя неефективно через великі втрат на різниці температур, в цьому випадку використовують CO₂.

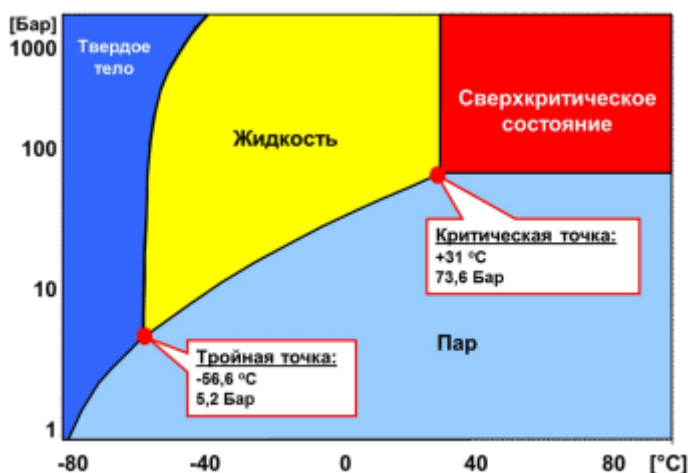
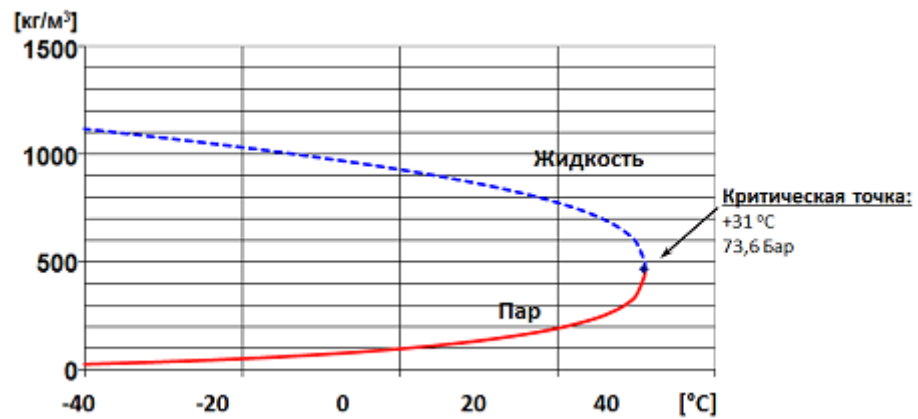


Рис. 2.1. Фазова діаграма CO₂

На малюнку вище приведена фазову діаграму CO₂. Криві лінії, які розділяють діаграму на окремі ділянки, визначають граничні значення тисків і температур для різних фаз: рідкої, твердої, парової або надкритичної. Точки на цих кривих визначають тиску і відповідні їм температури, при яких дві фази знаходяться в рівноважному стані, наприклад, тверда і парова, рідка і парова, тверда і рідка.



При атмосферному тиску CO₂ існує в твердій або паровій фазах. При такому тиску рідка фаза не існує. При температурах нижче -78,4 ° С діоксид вуглецю знаходиться в твердій фазі («сухий лід»). При підвищенні температури CO₂ сублімує в парову фазу. При тиску 5,2 бар і температурі - 56,6 ° С холодоагент досягає, так званої, потрійний точки. У цій точці всі три фази існують в рівноважному стані. При температурі + 31,1 ° С CO₂ досягає своєї критичної точки, де його щільності в рідинної і паровій фазі однакові (малюнок вище). Отже, відмінність між двома фазами зникає і CO₂ існує в сверхкритическом стані.

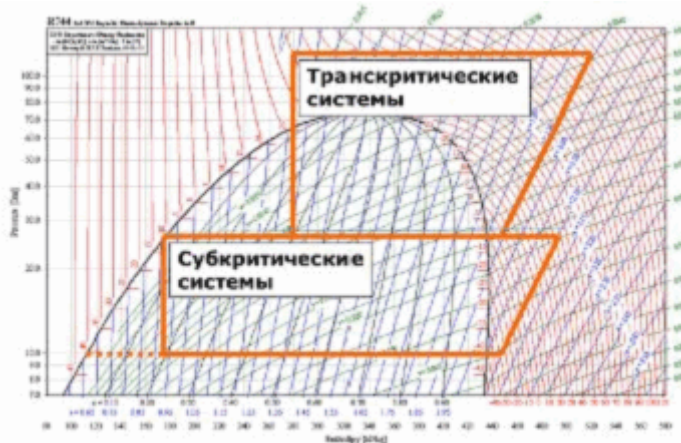


Рис. 2.2 Транскритичний цикл

Діоксид вуглецю може використовуватися в якості холодоагенту в холодильних системах різних типів, як субкритичних, так і транскритических. При використанні CO₂ в якості холодоагенту необхідно враховувати як потрійну, так і критичну точку для будь-яких типів холодильних систем. У субкритичного циклі CO₂ (малюнок вище) весь діапазон робочих температур і тисків лежить між критичною і потрійний точками. Одноступінчаті

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

холодильні цикли CO₂ аналогічні іншим холодоагентів, але мають деякі несприятливі чинники, пов'язані в першу чергу з обмеженням значень температур і тисків.

2.3 Аналіз вихідних даних для розрахунку системи

Охолодження простору необхідне через надходження тепла в житлових будинках, що призводить до підвищення температури і вологості, часто відводячи зону комфорту. Джерела тепла можуть бути внутрішніми або зовнішніми і можуть бути у формі чутливого або прихованого тепла. Внутрішні теплові надходження мають джерела, починаючи від освітлення, обладнання та діяльності людей.

Зовнішні надходження тепла спричиняють надходження тепла в приміщенні, де джерело є зовнішнім. Основним джерелом зовнішнього приросту тепла є сонячне випромінювання. Режим його проникнення включає інфільтрацію через стіни, дахи, двері та скло.

Кількість вилученого з простору тепла дорівнює кількості охолодження, що забезпечується кондиціонерним обладнанням. Кількість необхідного охолодження в просторі залежить від зовнішньої температури в заданому кліматі.

Виходячи з температури навколишнього середовища +33 °C середнє навантаження на систему в режимі охолодження становить 3.5 кВт

Для заданої температури в приміщенні підвищення зовнішньої температури призводить до збільшення необхідного навантаження на охолодження. У той же час підвищення заданої температури в приміщенні призводить до зменшення необхідного навантаження на охолодження.

Попит на гарячу воду в житлових будинках зазвичай виражається у залежності від кількості мешканців та необхідної температури подачі та температури відводу. Використовуючи регресійну модель впливу кількості жителів на споживання, розроблену Defra (2008), щоденне об'ємне споживання гарячої води можна виразити так:

						Арк.
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_{hotwater} = 40 + 28N$$

Де N – кількість мешканців (максимум 5)

Для житлового будинку з чотирма особами об'ємне споживання гарячої води за допомогою рівняння, наведеного вище, можна оцінити як 152 літри на день. Типова температура гарячої води на різних місцях відведення наведена в таблиці 2.1 нижче:

Таблиця 2.1: Застосування та діапазони температури для гарячої води

застосування	Температура застосування, °C
Душові кабінки та засоби для очей	16 до 35
Гаряче обслуговування без змішування клапанів	40
Будинки престарілих та лікарень	40 до 46
Загальне призначення	49 до 60
Послуги прання	71
Санітарна обробка кухні	82

Споживання енергії в помешканні від споживання гарячої води різниться від дому до дому, що залежить від об'єму та температури води у місцях відводу води. Однак його можна класифікувати за допомогою різних профілів відповідно до схеми маркування енергоносіїв ЄС. Порівнюючи потужність нагріву газового охолоджувача з профілями зразків (M&L), коефіцієнт навантаження гарячою водою для сушіння можна оцінити, як показано на малюнку 2.3. Коли потреба в гарячій воді буде задоволена, залишилася теплоємність направляється на сушку одягу.

Для розглянутого прикладу, на одну сім'ю потреба складає 12 кВт на гаряче водопостачання та ці 12 кВт можуть бути розподілені з розрахунку 45/55% на ГВП та сушку відповідно коли потреба у ГВП повністю задоволена.

Ще один важливий параметр, який слід враховувати в процесі нагріву води – це сховище(накопичувальний бак). Процес подачі резервуару з гарячою водою відомий як «Зарядка». Це залежна від часу робота, яку називають періодом нагріву, вона представляє кількість часу, необхідного для задоволення потреби в енергії для визначеного обсягу споживання гарячої води. Потреба в енергії дорівнює величині навантаження гарячої води, що

відповідає теплоємності газового охолоджувача. Період заряджання накопичувача гарячої води можна виразити за допомогою рівняння 2.1:

$$\tau = \frac{V_{\text{ГВП}} \rho C_p (T_{\text{Т}} - T_{\text{ХВ}})}{Q_{\text{Го}}}$$

Де $V_{\text{ГВП}}$, ρ , C_p являє собою об'єм гарячої води, густину води та питому теплоємність відповідно. Температури подачі води і в резервуар представлені відповідно $T_{\text{Т}}$, $T_{\text{ХВ}}$.

При досягненні заданої температури гарячої води на виході з газового холодильника та відповідному співвідношенні масового потоку, встановленому для зберігання гарячої води та нагріву повітря, нагріта вода подається у сховище. Зарядка теплового накопичувача залежить від масового витрати гарячої води до сховища, нагрівальної здатності газового охолоджувача, властивостей рідини води, об'єму накопичувального бака, температури води на вході та на виході газового охолоджувача.

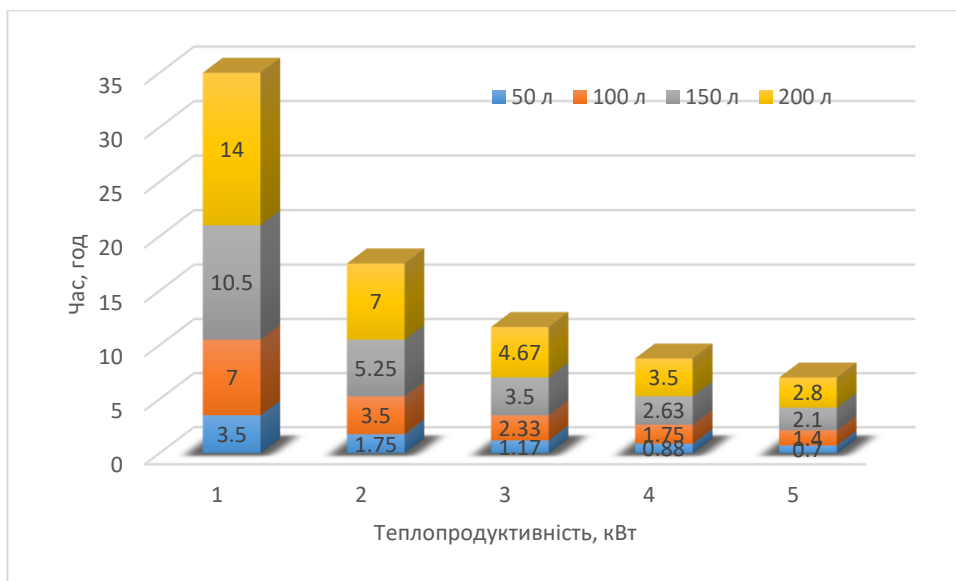


Рис. 2.2 Кількість тепла в залежності від теплопродуктивності

Як показано на малюнку 2.2, для нагрівальної потужності від 1 до 5 кВт та діапазону об'єму сховища від 50 до 200 літрів передбачали температуру нагріву води 10°C та температуру подачі 70°C. Великі обсяги зберігання сприяють більш тривалому періоду зарядки, тоді як більша нагрівальна здатність призводить до меншої тривалості заряду. При зберіганні гарячої

води одного обсягу подвоєння теплоємності призводить до подвійного періоду зарядки.

Цикл сушіння на повітрі відрізняється від циклу теплового насоса. Незважаючи на те, що вбудована відома як сушарка для теплового насоса, на відміну від звичайного циклу теплового насоса, він враховує вологість, а також температуру. Процес сушіння повітря для одягу зазвичай працює при стандартному атмосферному тиску, який є відносно постійним протягом усього процесу. У досліджуваному циклі просушування повітря використовується циркуляція замкнутого циклу. Незважаючи на те, що циркуляція повітря та поглинання тепла однакові як для теплових насосів CO₂, так і для НФС, проте на його ефективність впливає цикл теплового насоса. Цикл сушіння на повітрі часто представлений на психометричних та моллерних діаграмах. Діаграма h-x циклу сушильного повітря показана на малюнку 2.3 нижче.

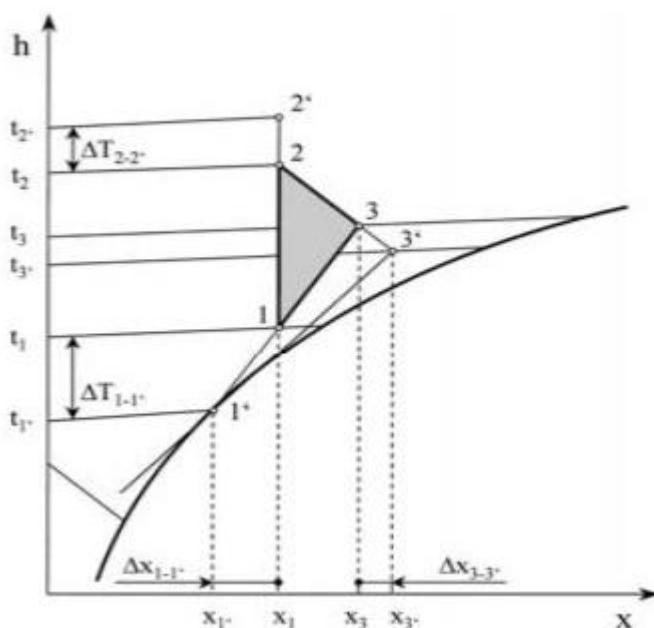


Рис. 2,3 Діаграма h-x циклу сушіння

Існують три основні процеси, що беруть участь у циклі сушіння повітря, а саме;

Процес 1-2: нагрівання повітря в конденсаторі або газовому охолоджувачі, як це стосується теплових насосів CO₂

Процес 2-3: адиабатичне зволоження повітря вологими речами в сушильній камері

Процес 3-1: осушення та конденсація поглиненої вологи з сушильного повітря.

Повітря, що висушується, поглинає тепло з середовища джерела тепла, яке, як правило, є стороною тепловідводу циклу теплового насоса при постійній абсолютній вологості, і його температура підвищується від t до t_2 . Відносна вологість повітря висока на вході в конденсатор і низька на виході конденсатора. Гаряче сухе повітря при t_2 , що надходить у сушильну камеру, випаровує вологу з одягу та вміст вологи сушильного повітря від x_2 до x_3 . Сухе повітря, яке зараз вологе, виходить з барабана, зволоженого при високій вологості та низькій температурі t_3 . Вміст вологи, що конденсується у випарнику в міру зниження температури від t_3 до t_1 , видаляється через вихлоп.

При високій температурі на вході повітря для сушіння і нижчій вологості швидкість висихання швидша за рахунок більшого вмісту тепла і більше вологи випаровується з одягу. Температура ковзання CO_2 забезпечує кращу відповідність температури між нею та повітрям порівняно з R134a . Для ефективної передачі тепла потрібна хороша відповідність температури. Отже, більші втрати на енергію супроводжують процес нагріву повітря в циклі R134a порівняно з циклом CO_2 .

2.4. Тепловий розрахунок установки на R-744 для зимового періоду:

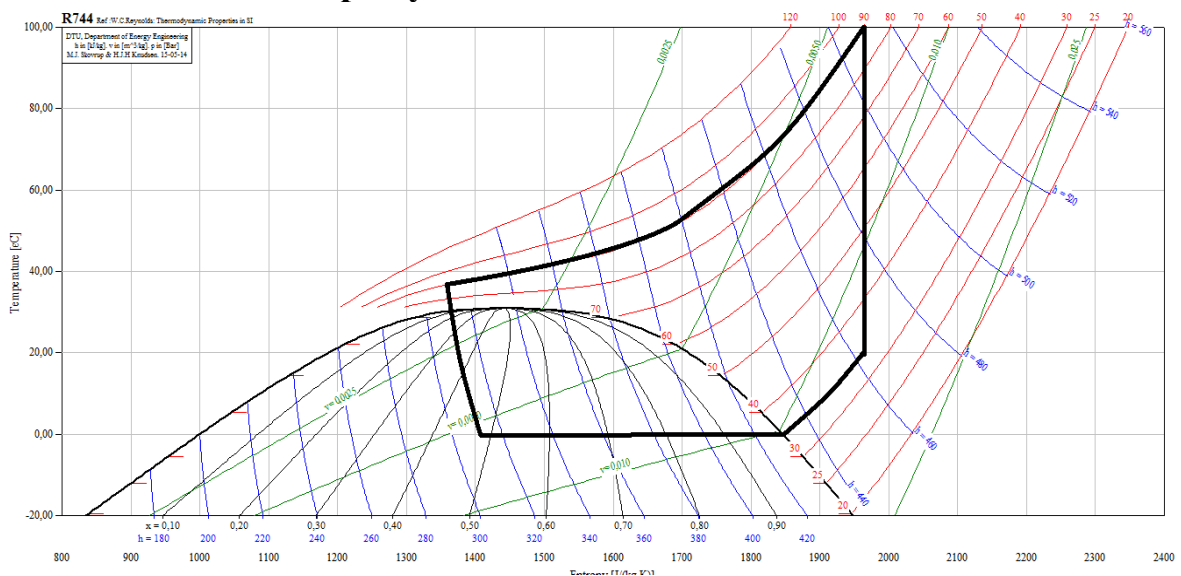


Рис. 2.4 Цикл установки.

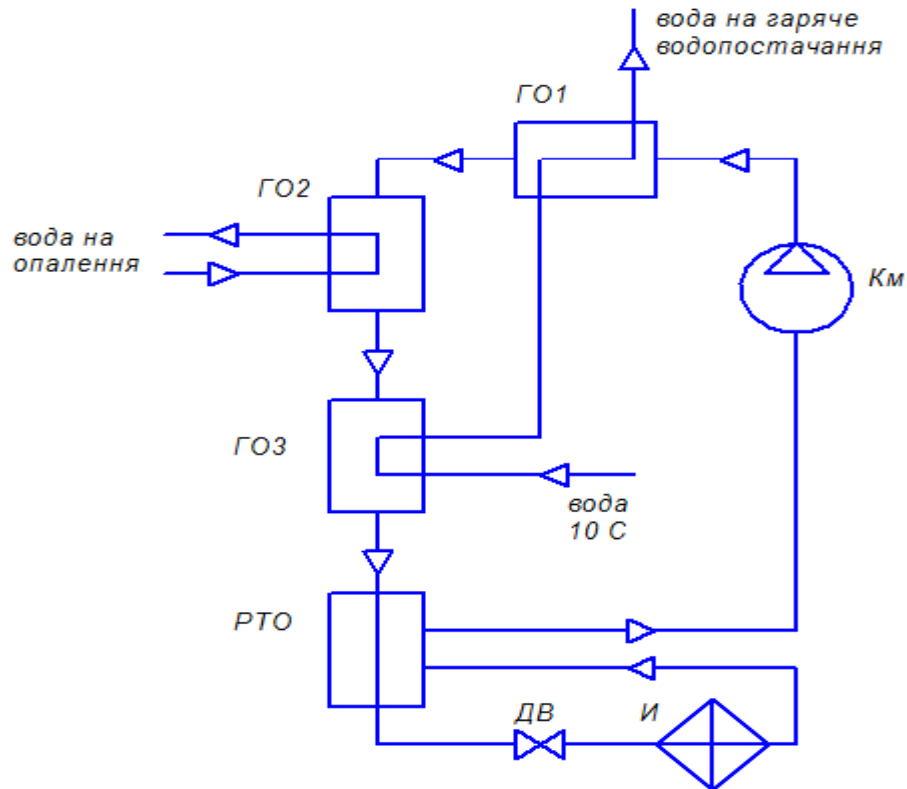


Рис. 2.5 Принципова схема установки

Таблиця 2.2 Параметри циклу

	Р, бар	t, °С	h, кДж/кг	v, м3/кг
1	37	30	700	0,013
2	90	100	737	-
3	90	68	691	-
4	90	44	616	-
5	90	40	587	-
6	90	36	541	-
7	37	0	541	-
8	37	0	654	-

Розрахунок

1. Питома масова холодопродуктивність

$$q_0 = h_9 - h_8 = 654 - 541 = 113 \text{ кДж/кг} \quad (3.1)$$

2. Питома об'ємна холодопродуктивність

$$q_v = q_0 / v_1 = 113 / 0,013 = 8692 \text{ кДж/м}^3 \quad (3.2)$$

3. Питома адиабатна робота стиску

$$l_a = h_2 - h_1 = 737 - 700 = 37 \text{ кДж/кг} \quad (3.3)$$

4. Питоме тепло, відведене циклі:

$$q_{k1} = (h_4 - h_5) + (h_2 - h_3) = (616 - 587) + (737 - 691) = 75 \text{ кДж/кг} \quad (3.19)$$

					Арк.
					35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

$$q_{k2} = h_3 - h_4 = 691 - 616 = 75 \text{ кДж/кг} \quad (3.20)$$

5. Масова витрата агенту

$$M_a = Q_k / q_k \quad (3.5)$$

6. Дійсна об'ємна продуктивність компресора

$$V_d = M_a * v_1 = \quad (3.6)$$

7. Коефіцієнт подачі компресора

$$\lambda = \lambda_c * \lambda'_w = 0,96 * 0,856 = 0,822 \quad (3.7)$$

де:

$$\lambda_c = 1 - c * \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0,03 \left[\left(\frac{90}{37} \right)^{\frac{1}{1,05}} - 1 \right] = 0,96 \quad (3.8)$$

$$\lambda'_w = \frac{T_0 + \theta}{\alpha T_k + \beta \theta} = 0,856 \quad (3.9)$$

тут:

λ_c – коефіцієнт подачі, уявляючий вплив «мертвого простору»;

c – відносна величина «мертвого простору»;

m – показник політропи зворотнього розширення з «мертвого простору»;

λ'_w – коефіцієнт, уявляючий об'ємні втрати, викликані дроселюванням пари в клапанах, підігрівом пари від стінок циліндра в процесі всмоктування, перетіканням з порожнини стискування в порожнину всмоктування в результаті внутрішніх нещільностей;

4. Теоретичний об'єм, описаний поршнями компресора

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda} \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.10)$$

5. Адиабатна потужність компресора

$$N_a = M_a * 1 \quad (3.11)$$

6. Індикаторна потужність компресора

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} \text{ кВт} \quad (3.12)$$

$$\eta_i = \lambda'_w + b_{t0} \quad (3.13)$$

тут

						Арк.
						36
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

η_i – індикаторний ККД;

b – коефіцієнт робочої речовини;

t_0 – температура кипіння.

7. Потужність тертя

$$N_{тр} = V_h * p_{імп} \quad (3.14)$$

де

$p_{імп} = 50 \text{кПа}$ – середній індикаторний тиск тертя.

8. Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_{тр} + N_i \text{ кВт} \quad (3.15)$$

9. Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$\text{COP}_{\text{дійств}} = \frac{Q_k}{N_E} \quad 3,41 \quad (3.18)$$

для літнього періоду:

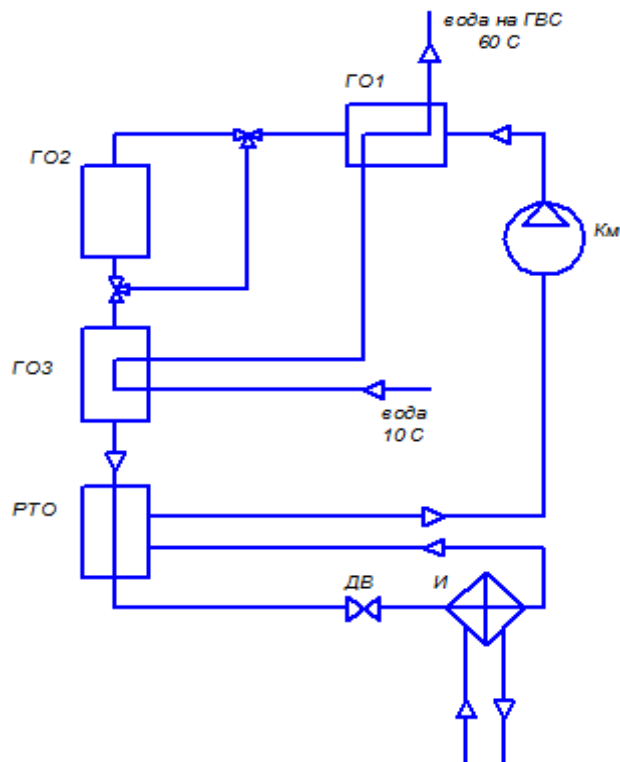


Рис. 2.6 Принципова схема установки

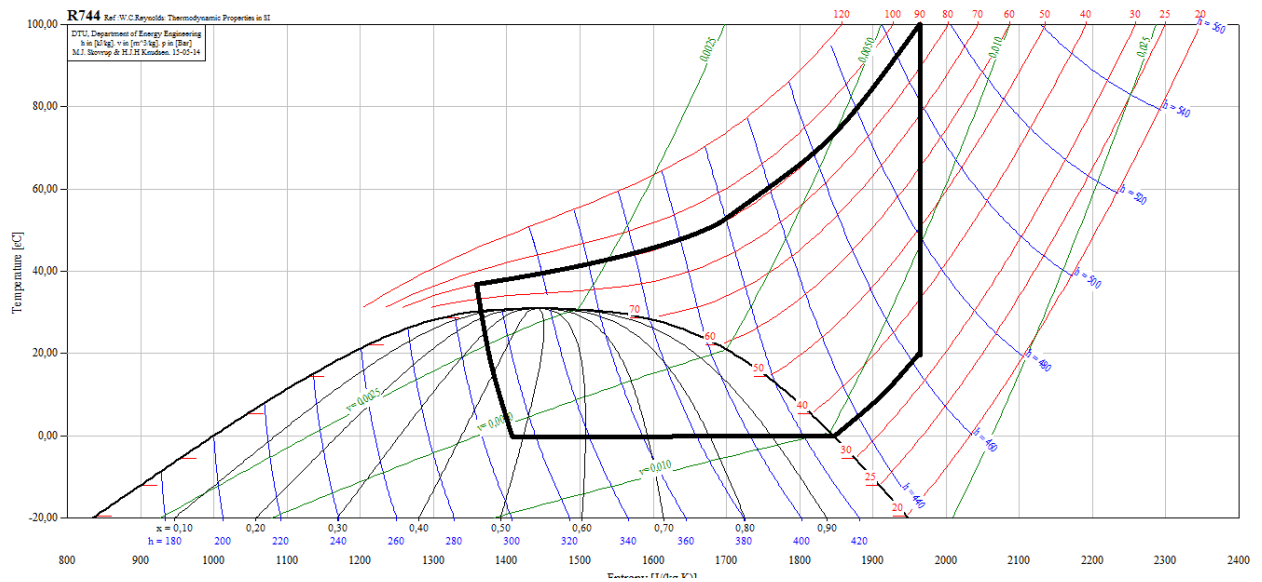


Рис. 2.7 Цикл установки.

Таблиця 2.3 Параметри циклу

	Р, бар	t, °C	h, кДж/кг	v, м ³ /кг
1	37	30	700	0,013
2	90	100	737	-
3	90	68	691	-
4	90	40	587	-
5	90	36	541	-
6	37	0	541	-
7	37	0	654	-

Розрахунок

1. Питома масова холодопродуктивність

$$q_0 = h_9 - h_8 = 654 - 541 = 113 \text{ кДж/кг} \quad (3.1)$$

2. Питома об'ємна холодопродуктивність

$$q_v = q_0 / v_1 = 113 / 0,013 = 8692 \text{ кДж/м}^3 \quad (3.2)$$

3. Питома адиабатна робота стиску

$$l_a = h_2 - h_1 = 737 - 700 = 37 \text{ кДж/кг} \quad (3.3)$$

4. Питоме тепло, відведене циклі:

$$q_k = (h_4 - h_5) + (h_2 - h_3) = (691 - 587) + (737 - 691) = 150 \text{ кДж/кг} \quad (3.21)$$

5. Масова витрата агенту

$$M_a = Q_k / q_k \text{ кг/с.} \quad (3.5)$$

6. Дійсна об'ємна продуктивність компресора

$$V_d = M_a * v_1 \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.6)$$

7. Коефіцієнт подачі компресора

$$\lambda = \lambda_c * \lambda'_w = 0,96 * 0,856 = 0,822 \quad (3.7)$$

де:

$$\lambda_c = 1 - c * \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0.03 \left[\left(\frac{90}{37} \right)^{\frac{1}{1.05}} - 1 \right] = 0,96 \quad (3.8)$$

$$\lambda'_w = \frac{T_0 + \theta}{\alpha T_k + \beta \theta} = 0,856 \quad (3.9)$$

тут:

λ_c – коефіцієнт подачі, учитуючий вплив «мертвого простору»;

c – відносна величина «мертвого простору»;

m – показник політропи зворотнього розширення з «мертвого простору»;

λ'_w – коефіцієнт, учитуючий об'ємні втрати, викликані дроселюванням пару в клапанах, підігрівом пари від стінок циліндра в процесі всмоктування, перетіканням з порожнини стискування в порожнину всмоктування в результаті внутрішніх нещільностей;

9. Теоретичний об'єм, описаний поршнями компресора

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda} = M^3/c \quad (3.10)$$

10. Адиабатна потужність компресора

$$N_a = M_a * 1 \text{ кВт} \quad (3.11)$$

11. Індикаторна потужність компресора

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} \text{ кВт} \quad (3.12)$$

$$\eta_i = \lambda'_w + b_{t0} = 0,856 - 0,0025 * 0 = 0,856 \quad (3.13)$$

тут

η_i – індикаторний ККД;

b – коефіцієнт робочої речовини;

t_0 – температура кипіння.

12. Потужність тертя

$$N_{тр} = V_h * p_{имп} \text{ кВт} \quad (3.14)$$

де

$p_{имп} = 50 \text{ кПа}$ – середній індикаторний тиск тертя.

						Арк.
						39
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

13. Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_{tr} + N_i \text{ кВт} \quad (3.15)$$

14. Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$\text{COP}_{\text{дійств}} = \frac{Q_k}{N_E} = 3,41 \quad (3.18)$$

2.5 Аналіз схемних рішень систем охолодження та теплопостачання

Конструкція системи для теплових насосів з використанням сонячної енергії спочатку розглянула альтернативну інтеграцію сонячного колектору до системи теплового насоса. Різні способи досягнення цього включають сонячну енергію як джерело енергії, джерело енергії для випарника теплового насоса, джерело тепла для нагріву води. Сонячну енергію можна використати у фотоелектричних камерах і за допомогою інвертора використовується для живлення компресора теплового насоса. Це компенсує електроенергію з електромережі, а також вартість електроенергії. Встановлено акумуляторну систему для економії надлишкової енергії протягом періоду низької сонячної дії. Єдиним недоліком цього є те, що така конфігурація полягає в тому, що початкова вартість інвестицій може бути дуже високою.

Альтернативним використанням є його застосування як сонячного випарника на стороні низького тиску, щоб мати змогу подавати велику теплоємність на стороні високого тиску. Для охолодження операцій сонячний випарник служить вторинним джерелом тепла для первинного випарника повітря, який призначений для задоволення заданого навантаження на охолодження. Залежно від змінних системи, потужність охолодження розподіляється між повітряним джерелом тепла та сонячним джерелом. Однак система матиме низьку теплоємність та продуктивність у періоди низького сонячного опромінення.

Остання розроблена конструкція передбачає інтеграцію сонячного колектора зі стороною відхилення тепла тепловим насосом. Нагрівальне навантаження доповнюється теплоємністю, яку надає сонячний колектор. Воду спочатку попередньо нагрівають у сонячному колекторі при низьких

						Арк.
						40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

температурах, а потім повторно нагрівають у теплообміннику паяної пластини. Для процесу нагріву повітря використовується проміжний газовий охолоджувач. Якщо тепловий накопичувач включений, безперервний сонячний колектор не потрібен, і це допоможе вирішити проблему, що може мати низьке сонячне випромінювання. Масовий витрата води регулюється відповідно до теплоємності. Ця конструкція вважається доцільною з причин, які слід виділити в наступному підрозділі.

Існують різні способи інтеграції сонячного колектора зі стороною високого тиску теплового насоса. Причиною такої інтеграції є доповнення нагрівальної здатності газового охолоджувача та забезпечення його необхідності нагрівати. Кілька можливих конфігурацій, як показано на малюнку 2.8, обговорюються наступним чином.

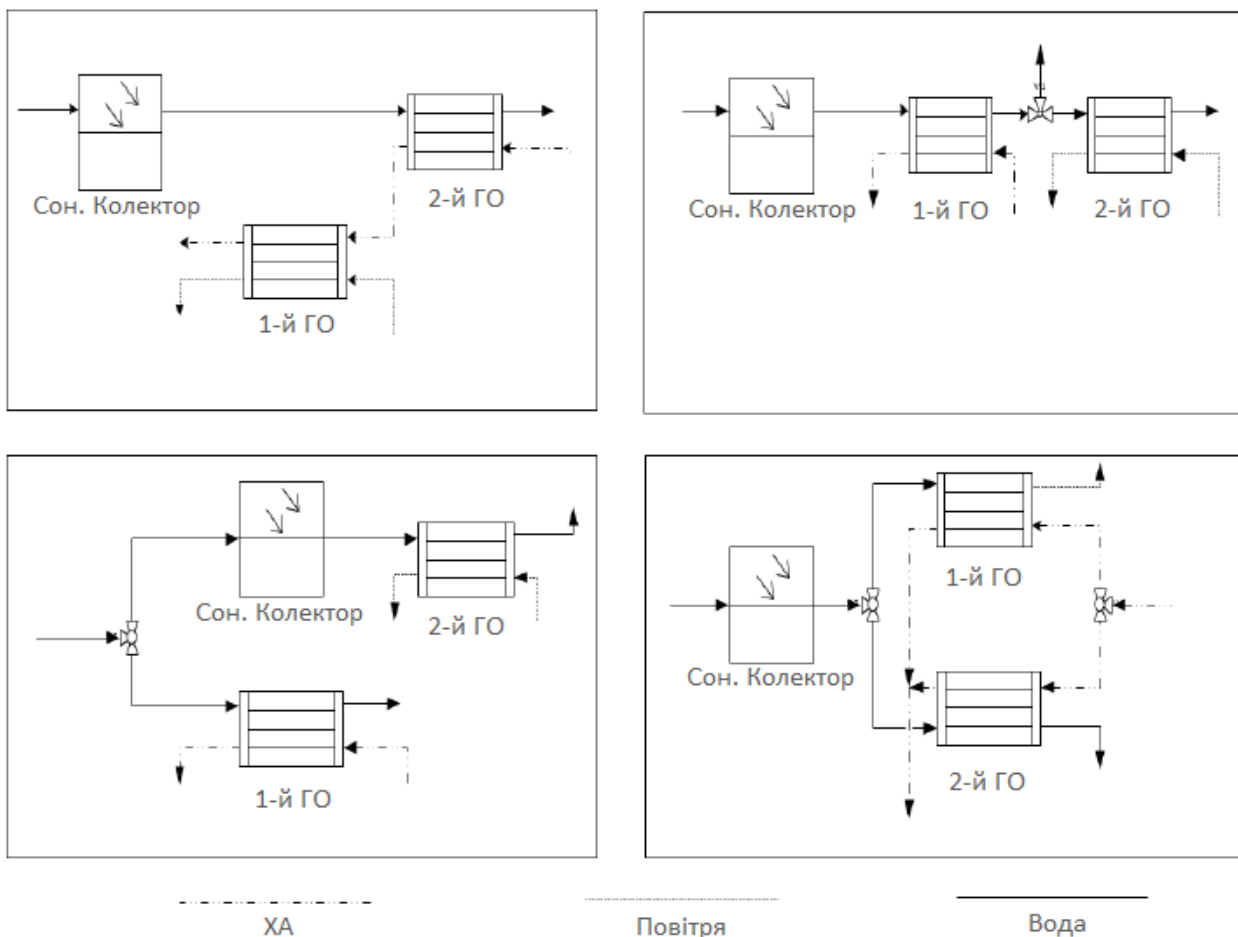


Рис. 2.8 Конфігурація систем

У першій конфігурації сонячний колектор є послідовно з другими газовими охолоджувачами. Сонячний колектор попередньо нагріває воду, перший газовий охолоджувач використовується для сушіння одягу, а другий газовий охолоджувач використовується для перегріву води. Співвідношення розподілу навантаження гарячої води засноване на величині потреби в навантаженні, яку виконує сонячний колектор. Коефіцієнт теплоємності між першим і другим газовим охолоджувачем залежить від пріоритету, а керуюча потужність залежить від швидкості потоку вторинного. Повітря і вода виходять з газових охолоджувачів при різних температурах. Недоліком цієї конфігурації є те, що не годиться подавати вторинні рідини при тій же температурі (високій). Така конфігурація призводить до низької температури холодоагенту на виході першого газового охолоджувача, що, отже, призводить до низької температури температури вторинної рідини.

Для другої конфігурації сонячний колектор послідовно з'єднаний з одним газовим охолоджувачем. Вода, яка є вторинною рідиною, спочатку нагрівається в сонячному колекторі, а решта навантаження задовольняється в основному газовому охолоджувачі теплового насоса. Для адаптації цієї конфігурації до повітряного опалення основний газовий охолоджувач постачає як тепловий накопичувач, так і проміжний теплообмінник, підключений для нагріву повітря. Ця подача здійснюється за допомогою триходового клапана на виході з головного газового охолоджувача. Таким чином, вторинна рідина здатна подавати однакову температуру (високу) для одночасного нагрівання води та повітря. Залежно від коефіцієнта навантаження для різних застосувань, триходовий клапан регулює масові витрати вторинної рідини відповідно. Колектор та основні газові охолоджувачі повинні мати геометрію достатньо велику, щоб обробляти об'ємний витрата вторинної рідини для ефективної роботи.

У третій конфігурації сонячний колектор з'єднаний паралельно з одним газовим охолоджувачем. Сонячний колектор забезпечує нагрівальну потужність, необхідну для процесу нагріву повітря, тоді як газовий

						Арк.
						42
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

охолоджувач використовується для забезпечення нагріву води. Вода вважається найкращою рідиною як для сонячного колектора, так і для газового охолоджувача. Використання водяної петлі в сонячному колекторі проти використання прямого подачі повітря пояснюється більшою теплопровідністю води порівняно з повітрям. Головною перевагою цієї системи є те, що роботи газового охолоджувача та сонячного колектора не пов'язані між собою, і таким чином процеси можна керувати незалежно. Обмеження цієї конфігурації полягає в тому, що навантаження гарячим повітрям обмежена нагрівальною здатністю, що надається сонячним колектором, і ця ємність завжди подається при низькій температурі. Низька температура повітря для сушіння призведе до більш тривалого часу висихання. Газовий кулер охоплює нагрівання гарячої води для зберігання тепла.

Четверта конфігурація описує інтеграцію сонячного колектора послідовно з двома газовими охолоджувачами. Газові охолоджувачі підключаються паралельно. Цей тип конфігурації сприяє використанню лише однієї вторинної рідини та дозволяє змінювати потужність газових охолоджувачів. Вторинний спочатку нагрівається в сонячному колекторі, а потім потік на виході розбивається на два газові охолоджувачі для подальшого нагрівання. Потік холодоагенту на випускній лінії компресора також розділений на два газові охолоджувачі. Коефіцієнт масової витрати - це механізм регулювання потужності газових охолоджувачів, який залежить від потреб у тепловому навантаженні. Для вторинної рідини можна отримати високі температури для одночасного нагрівання води та повітря. Використовуючи воду як вторинну рідину, необхідний додатковий теплообмінник для процесу нагріву повітря.

2.6. Аналіз ефективності системи залежно від параметрів газоохолоджувача

Оптимальний тиск газового охолоджувача – це оптимальний тиск з найвищим COP. Потужність охолодження та нагрівання теплового насоса зростає зі збільшенням тиску газового охолоджувача, COP також

						Арк.
						43
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

збільшується. Робота компресора також збільшується, але не так швидко, порівняно з потужністю охолодження та опалення. У якийсь момент робота компресора збільшується швидше, ніж потужність охолодження та нагрівання зі збільшенням тиску, і це негативно впливає на COP, рис 2.3.

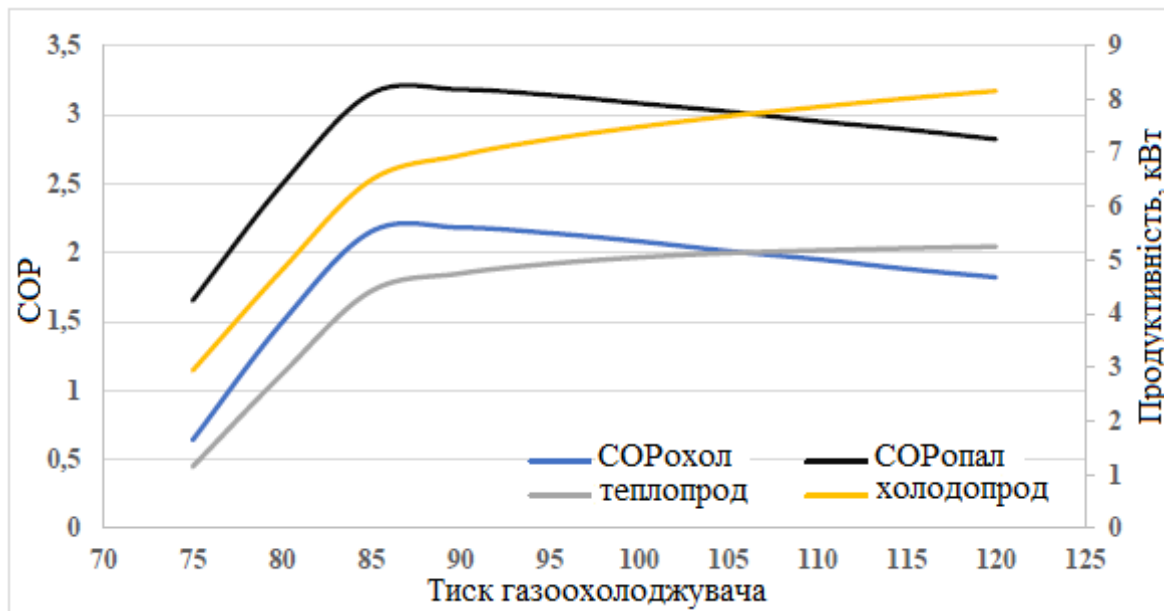


Рис. 2.9 Вплив збільшення тиску газохолоджувача на ефективність системи

Як показано на малюнку 2.9 вище, температура на виході і на виході з газового охолоджувача була встановлена відповідно 35 і 0,15. Температурний перепад 5К було зафіксовано між CO₂ і вторинною рідиною, яка використовується як тепловідвід. Найвищий показник COP близько 3,20 був досягнутий при тиску газового охолоджувача між 85 і 90 бар. З максимальним тиском газового охолоджувача 120 бар, отримана потужність охолодження та нагрівання 5,25 та 8,15 кВт відповідно. Причиною швидкого збільшення роботи компресора є падіння ізоентропічної ефективності компресора при тиску вище оптимального для газохолоджувача.

Температура газового охолоджувача є важливим параметром при проектуванні систем теплових насосів для нагріву води на CO₂. Температура вхідної води визначається за декілька наближень. Низька температура газового охолоджувача збільшує ємність теплообмінників. Температура ковзання CO₂ дає перевагу для хорошої відповідності температури між

холодоагентом та технологічним потоком. Вплив різної температури на виході з охолоджувача газу аналізується як на нагрівальну, так і на охолоджувальну ємності, як показано на рис. 2.10. При різних температурах випаровування, коливаючись від -5 до 10 °С і оптимальному тиску газового охолоджувача 90 бар, температура газового охолоджувача змінювалася між 30 і 35 °С.

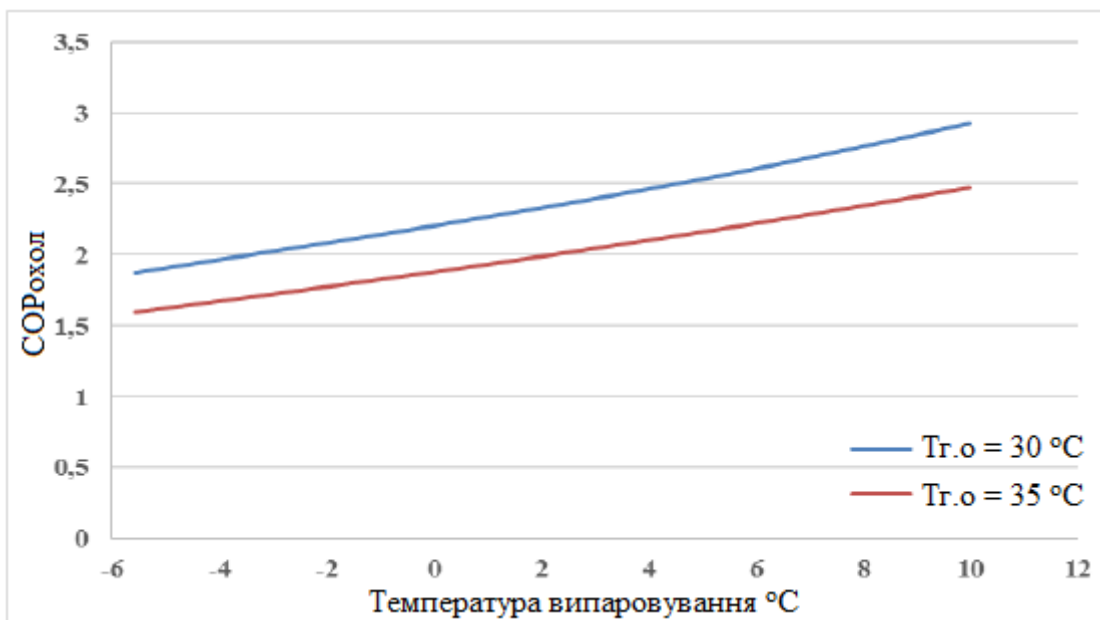


Рис. 2.10 COP при зміні температури на виході з газового охолоджувача

Як спостерігається, коефіцієнт продуктивності процесу охолодження збільшується зі збільшенням температури випаровування. Висока температура виходу з газового охолоджувача також покращує продуктивність випарника.

Проаналізовано вплив температури випаровування на охолоджуючу здатність. Температура випаровування варіюється від тиску газового охолоджувача з фіксованою температурою на виході з газового охолоджувача 20 °С на рис 2.5.

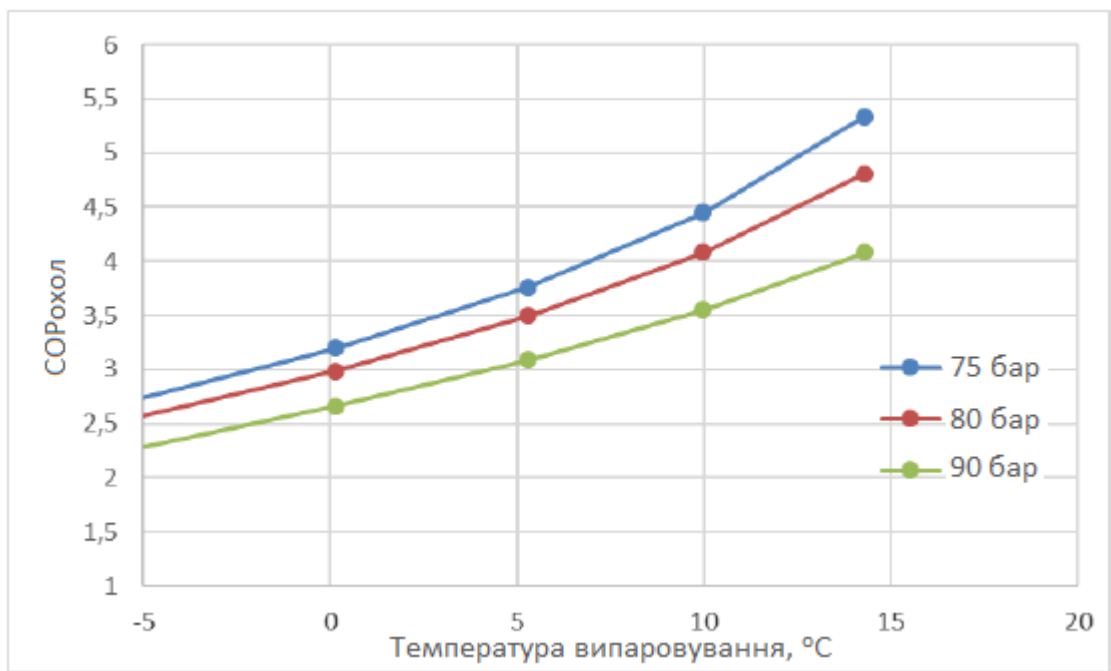


Рис. 2.11 COP при зміні тиску газоохолоджувача на виході з газового охолоджувача

Аналогічна тенденція спостерігається і для трьох тисків газового охолоджувача: COP охолодження збільшується зі збільшенням температури випаровування, показаної на рисунку 2.11. При питомому тиску підвищення температури випаровування призводить до зниження співвідношення тиску в компресорі. Оптимальне значення COP було отримано при більш низькому тиску газового охолоджувача. Зниження COP із збільшенням тиску пояснюється збільшенням втрат при дроселі та зменшенням здатності охолодження. Потужність охолодження збільшується швидше, ніж необхідна потужність компресора.

Хоча швидкість масового потоку холодоагенту в надкритичному циклі не є незалежною змінною, оскільки це залежить від перелічених вище параметрів. Збільшення масового потоку холодоагенту призводить до збільшення теплоємності та охолодження системи та навпаки. Збільшення масового потоку холодоагенту спричиняє більш високі коефіцієнти теплопередачі в газовому охолоджувачі та випарнику, а також більш високий COP. Перегрівання холодоагенту при всмоктуванні знижує масову витрату і

призводить до зменшення поданої потужності за рахунок зменшення його щільності при всмоктуванні. Збільшення тиску газового охолоджувача також призводить до зменшення масового витрати холодоагенту.

Важливим параметром є також масова витрата води як тепловідводу. Збільшення масової витрати води призводить до збільшення теплоємності в газоохолоджувачі за рахунок збільшення коефіцієнтів теплопередачі на воді, хоча це може негативно впливати на температуру води на виході з газового холодильника, зменшуючи її.

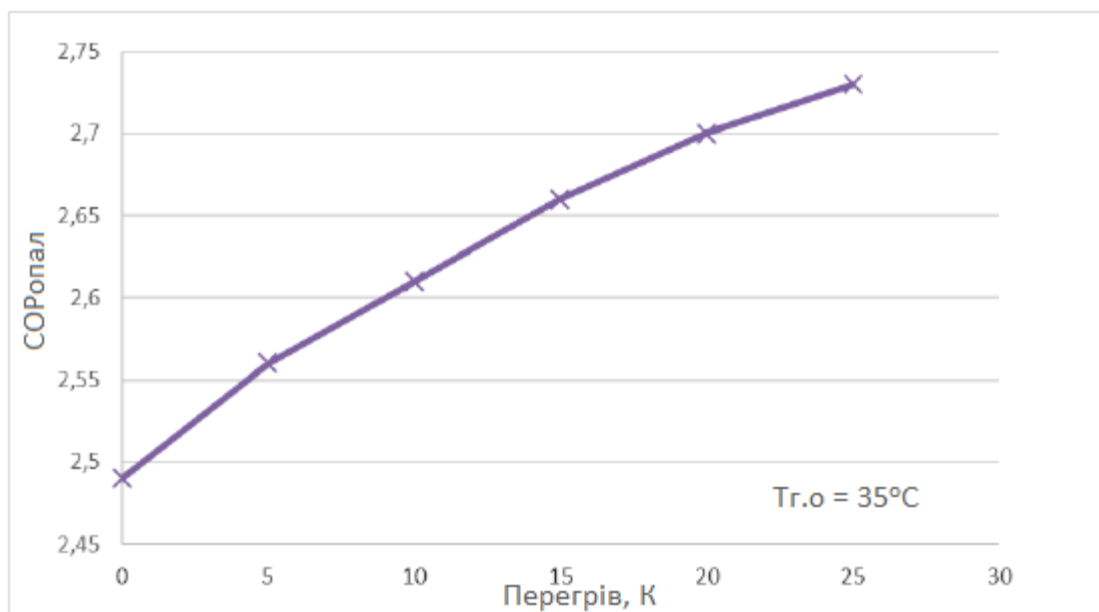


Рис. 2.12 COP при зміні тиску газоохолоджувача на виході з газового охолоджувача

Було підтверджено вплив внутрішнього теплообмінника на продуктивність газового охолоджувача. Вплив перегріву на випарнику та всмоктування компресора. При тиску газового охолоджувача 80 бар температура на виході газового охолоджувача 35 °С на стороні холодоагенту. Збільшення кількості перегріву збільшує температуру холодоагенту на лінії всмоктування компресора, як показано на малюнку 2.12.

Ентальпія нагнітання, як наслідок, збільшується, викликаючи збільшення рушійної сили через збільшення температурного діапазону. Перший перегрів 5К дав збільшення приблизно на 2,8% COP, і це зменшується

згодом із кожним збільшенням на 5К. Для загального діапазону перегріву (0-25) К. було досягнуто максимальне підвищення нагрівання приблизно на 10%. Окрім впливу на температуру нагнітання, питомий об'єм також збільшується.

2.7 Аналіз ефективності системи

Розглянемо реальну оцінку робочих характеристик тепловідбійного боку теплового насоса при різній температурі на виході гарячої води, одночасно відповідаючи заданому навантаженню охолодження на стороні низького тиску. Це виражається за допомогою діаграми температури-ентальпії (t-h). У цьому аналізі передбачається, що сонячний колектор попередньо нагріває воду до температури в безпосередній близькості від цього навколишнього повітря. Температура рідини, яка використовується при поглинанні сонячної енергії, зазвичай на 5-10К вище навколишнього середовища, але оскільки це також залежить від ефективності колектора та властивостей використовуваної рідини, можна припустити це припущення. У воді, попередньо нагрітій до 28°C сонячним колектором, і температурі на виході води 60°C з газового охолоджувача та передбачається мінімальний наближення температури 2К між припливною водою та протитоковим холодоагентом. Діаграма (процес) нагріву води подана відповідно на рисунку 2.13.

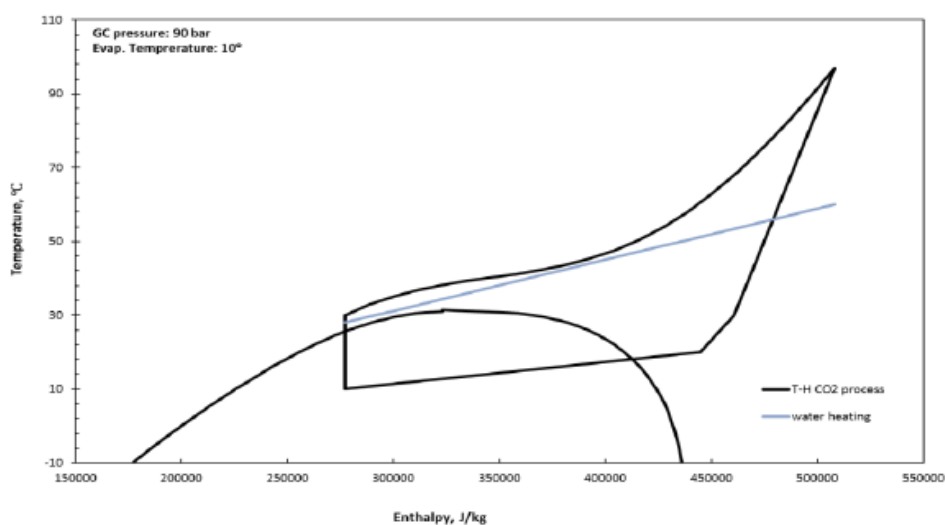


Рисунок 2.13 Температурно-ентальпійна діаграма процесу відведення тепла в циклі на CO₂

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

Видно, що наближення виникає в точці, коли S-форма циклу CO₂ відкидається назад до лінії гарячої води. На неї впливають температури входу і виходу як первинних, так і вторинних рідин. Більш низька температура води на вході дає більший щільність, тоді як вища температура води на виході призводить до меншої точки наближення.

Зважаючи на зміну параметрів системи, оцінюється працездатність газового охолоджувача для нагріву води. Тиск газового охолоджувача було підвищено з 85 до 95 бар, одночасно змінюючи температуру на виході CO₂ і температуру входу води в газовий охолоджувач, використовуючи комбінації 30/28 °C, 28/25 °C і 25/20 °C.

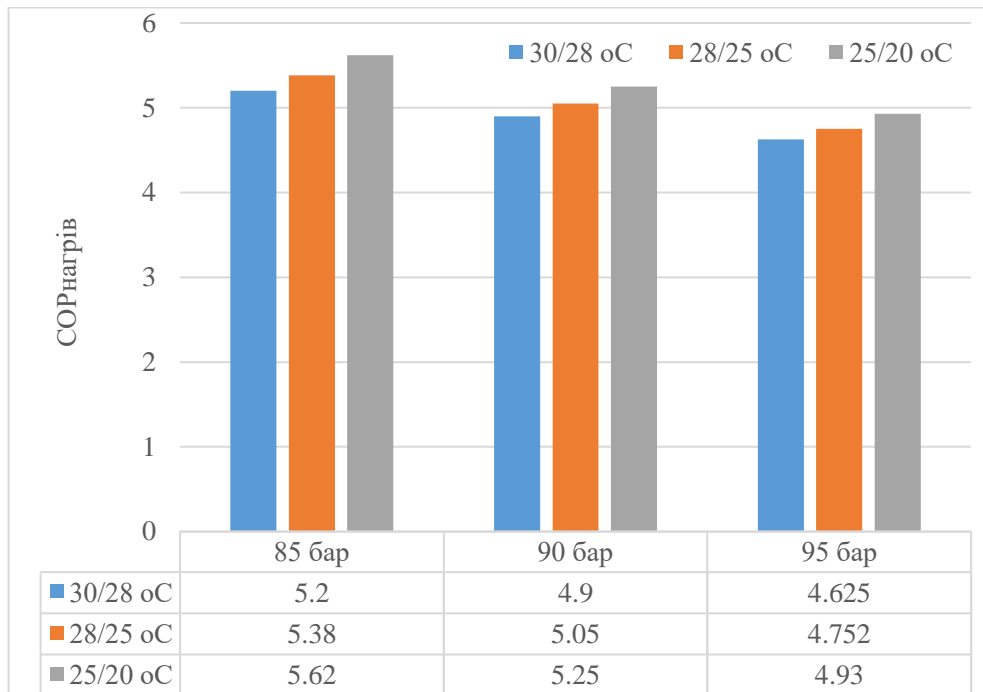


Рисунок нок 2.14: Коефіцієнт працездатності щодо підходу до температури охолоджувача газу

Нагрівання COP газового охолоджувача 5,2 зменшується до 4,625, змінюючи тиск газового охолоджувача від 85 до 95 бар при комбінованій температурі 30/28 °C. Аналогічна тенденція спостерігається і для інших температурних комбінацій. Однак нагрівання COP збільшується зі зменшенням комбінацій температур на тлі підвищення тиску газового охолоджувача.

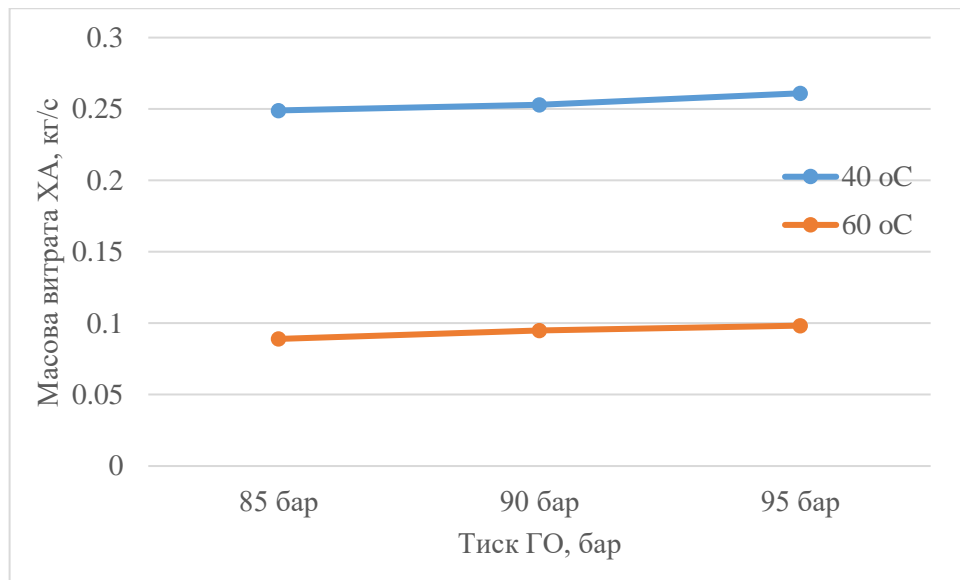


Рисунок 2.15: Зміна масового потоку з температурою на виході

Нагрівальна вода для процесу сушіння в деяких випадках може бути обмежена видом одягового матеріалу, який слід висушити. Це в свою чергу призводить до нагрівання сушильного повітря при низькій температурі, щоб уникнути усадки полотна. Вплив цього враховується для тієї ж теплової потужності, що подається тепловим насосом при одній і тій же роботі. Температура на виході води в газовому холодильнику встановлюється на рівні 40 ° C для однакового діапазону тиску газового охолоджувача та комбінацій температур. З результатів, представлених на рисунку 2.15, видно, що для того, щоб вода як тепловідвід міг розмістити потенційну нагрівальну здатність від газового охолоджувача теплового насоса, його робочі параметри повинні змінюватися. Тому результати показують, що для досягнення нижчої температури виходу тепловідводу води з газового охолоджувача витрата води повинна бути збільшена.

Моделювання враховує дві температури випаровування 5 °C, 10 °C і тиск газового охолоджувача в межах від 80 до 90 бар. Температура входу та виходу джерела тепла 30 °C і 20 °C, що відповідає 3,5 кВт, і наближення температури 2 К між температурою на вході джерел тепла та температурою на виході

холодоагенту. Температура на виході CO₂ з газового охолоджувача передбачалася 30 °С.

При фіксованому випарнику потужністю 3,5 кВт та тих же робочих умовах, що і гліколевий випарник, зазначений вище. Результати, показані на рисунку 2.16, демонструють ефективність процесу відведення тепла тепловим насосом. COP нагрів теплого насоса зменшувався при збільшенні тиску газового охолоджувача. Однак нагрівальна здатність та охолоджувальна здатність системи зростають із тиском газового охолоджувача за рахунок збільшення питомої ентальпії випаровування. Продуктивність системи також сприяє підвищенню температури випаровування. При 5 °С бачиться, що нагрівання COP зменшується поряд із зростаючим газовим охолоджувачем, проте COP охолодження збільшується в міру збільшення потужності охолодження. Працездатність повітряного випарника зображує тенденцію до зменшення температури охолодження COP при збільшенні тиску газового охолоджувача при однакових умовах на виході. Як видно з рисунку нижче, система поширює кращі показники при нижчій температурі випаровування.

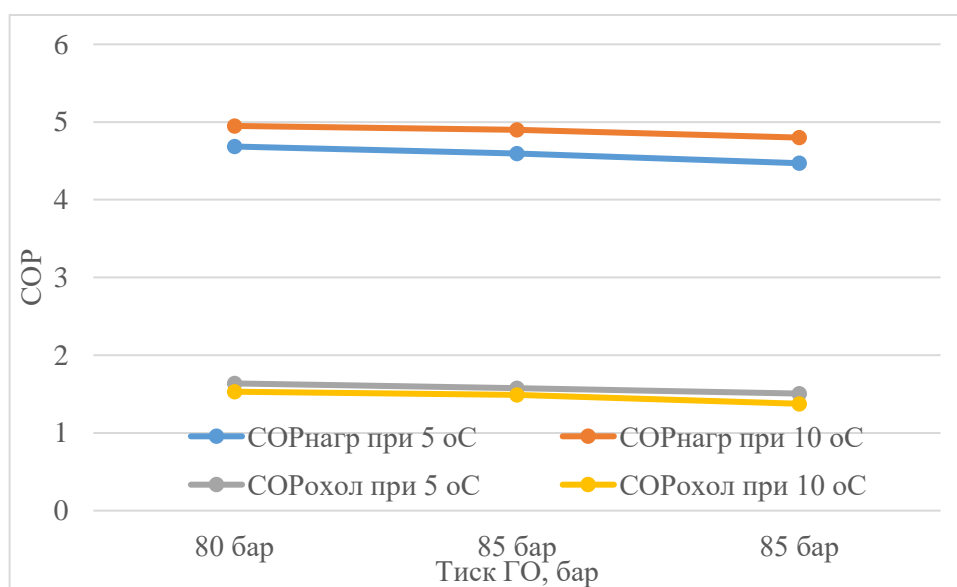


Рисунок 2.16: Зміна масового потоку з температурою на виході

Тенденція, аналогічна потужності повітряного випарника, спостерігається для ємності випарника з різною нагрівальною потужністю, загальної потужності охолодження випарників, як показано на рисунку.

Незважаючи на те, що система з меншою ємністю показала більш високий нахил у своєму охолодженні COP щодо збільшення тиску газового охолоджувача, проте система з більшою ємністю показала менші зміни в його охолодженні COP щодо зміни тиску в охолоджувачі газу.

2.8 Можливість роботи системи теплопостачання теплового насосу в комплексі з системою сонячних колекторів.

Найбільш потужним джерелом енергії для людства є Сонце, яке буде світити ще щонайменше 3-4 мільярди років. Річна кількість сонячної енергії майже в 15 000 разів перевищує потреби населення нашої планети, проте лише незначна її частина використовується на господарські потреби. Для перетворення сонячної енергії в теплову використовують сонячні колектори (геліосистеми).

Сонячний колектор (геліоколектор) – це пристрій, який призначений для поглинання сонячної енергії, яка переноситься видимим та ближнім інфрачервоним випромінюванням та для подальшого її перетворення в теплову енергію, придатну для використання.

Насправді суть роботи сонячних колекторів доволі проста. Будь-який сонячний колектор, незалежно від його типу чи конструкції, перетворює енергію Сонця в теплову енергію для опалення, гарячого водопостачання, нагрівання басейну тощо. Втім, геліосистеми з використанням високоефективних вакуумних сонячних трубок здатні працювати цілий рік на відміну від плоских геліоколекторів. Вакуумна теплова трубка виготовляється зі спеціального зміцненого боросилікатного скла. Зовнішня труба такого колектора є прозорою, а внутрішня - покрита високоякісним селективним покриттям, яке забезпечує максимальне поглинання сонячного тепла при мінімальному рівні рефлексії (тобто, мінімальному рівні відбиття сонячних променів назад у атмосферу). Для уникнення теплових втрат між зовнішньою та внутрішньою трубками передбачено вакуум. Для того, що підтримувати вакуум, застосовують бар'євий газопоглинач, який в виробничих умовах

						Арк.
						52
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

підлягає впливу високих температур. Через це нижній край вакуумного термосу покривається шаром чистого барію, який поглинає CO, CO₂, N₂, O₂, H₂O та H₂, що можуть виділятися з труби в процесі зберігання та експлуатації. Цей шар є дуже добрим візуальним детектором стану вакууму в трубі геліоколектора. Тобто, коли вакуум порушується, барієвий шар зі сріблястого робиться білим. Такий індикаторний механізм дає можливість легко визначити, чи ціла труба в вакуумному сонячному колекторі, а чи має тріщину.

Абсорбування сонячного тепла проходить у мідній трубці, яка розташована всередині вакуумної труби. Спосіб передачі тепла від мідної трубки до головного теплопроводу сонячного колектора також простий. Мідна труба є порожнистою і містить всередині запатентовану неорганічну й зовсім нетоксичну рідину. При нагріванні ця рідина закипає і починає випаровуватися. Це відбувається навіть при мінусових температурах, оскільки в трубці, як ви пам'ятаєте, створено вакуум. Нагріта пара піднімається до верхнього наконечника (конденсатора) теплової трубки, де передає тепло теплоносію (антифризу), що циркулює в трубці теплопроводу. Потім пара конденсується й стікає вниз - процес починається знову.

Сонячний водонагрівач з вакуумними трубами показує задовільні результати навіть у хмарні дні, тому що труби сонячного колектора здатні поглинати енергію інфрачервоних променів, які проходять через хмари. Завдяки ізоляційним властивостям вакууму вплив вітру та низьких температур на роботу вакуумних трубчатих геліоколекторів абсолютно нівелюється у порівнянні з плоскими геліоколекторами. Системи на основі вакуумних сонячних колекторів успішно нагрівають воду, навіть коли на вулиці -35°C.

Труби геліоколектора мають круглу форму, завдяки чому кількість сонячної енергії, яка падає на сонячний колектор практично не змінюється протягом дня. Саме тому загальна кількість сонячного випромінювання, яке поглинає геліоколектор є значно більшою, якщо порівнювати таку систему з плоским сонячним колектором. Така форма труб забезпечує чудове

						Арк.
						53
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

поглинання енергії оскільки сонячні промені завжди падають на поверхню вакуумного сонячного колектора строго під прямим кутом, при цьому відбивання зводиться до мінімуму. Труби розміщуються в колекторі паралельно одна одній, кут їх нахилу відносно горизонту залежить від географічної широти місцевості, де встановлюється сонячна система опалення. Правильно орієнтовані трубки протягом дня пасивно рухаються за сонцем. Такий сонячний водонагрівач зовсім не вимагає обслуговування під час експлуатації.

Сонячна система також є простою у ремонті: якщо виникне така потреба, вакуумну трубку можна легко поміняти, не зупиняючи при цьому сонячний колектор. При необхідності трубки можна додавати (при недостатчі тепла) чи частково знімати (якщо тепло поглинається в надлишку), зменшуючи геліополе, що, зауважте, абсолютно неможливо в геліосистемах з плоскими колекторами.

Геліоколектори відмінно справляються з завданням забезпечення будинку гарячою водою, підігрівом басейнів, теплиць, працюють в системах вентиляції, кондиціонування та опалення будівель.

Геліосистема складається з таких основних частин:

- вакуумний сонячний колектор;
- насосний вузол для перекачки теплоносія від геліоколектора до бака акумулятора;
- контролер, який керує роботою геліосистеми;
- бак акумулятор гарячої води;
- піковий доводчик (тепловий насос, електричний тен чи інше джерело).

						Арк.
						54
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

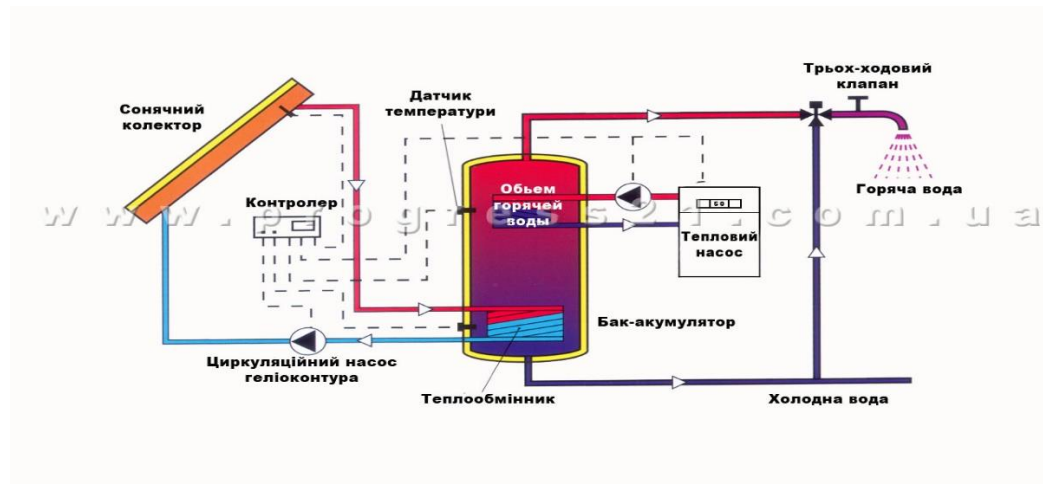


Рис.2.17 Схема геліосистеми

Сонячні колектори здатні забезпечити безкоштовною тепловою енергією з квітня по жовтень. В інший період року вони дають частину теплової енергії, іншу частину забезпечує піковий догрівач: електричний тен, тепловий насос чи газовий котел.

Сучасні виробники виробляють сонячні колектори наступних типів:

- вакуумні з тепловими трубами типу “Heat pipe” - тип СКВ-НР;
- вакуумні колектори балконного типу - тип СКВ-БТ;
- вакуумні з тепловими трубами надвисокої теплопровідності - тип СКВ-SCHMV;
- вакуумні з тепловими трубами типу-U - тип СКВ-U;
- високоселективні плоскі сонячні колектори - тип СКП-1, СКП-2, СКП-3 AL, СКП-4 CU, СКП-5 AL, СКП-5 CU;
- термосифонні сонячні колектори - тип СКТ-R и СКТ-C.

Конструкція вакуумного сонячного колектора вказана на Рис.4.2:



Рис.2.18 Вакуумний трубчастий сонячний колектор

Таблиця 2.4 Характеристика сонячного колектора з тепловими трубами типу “Heat pipe”

Довжина труб та зовнішній діаметр труби	1800 мм, 58 мм
Товщина скла стінки труби	1,6 мм
Матеріал труби	боросилікатне скло
Коефіцієнт теплового розширення матеріалу	$3,3 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}$
Поглинаюче покриття	Al-N/Al
Коефіцієнт поглинання	> 90%
Випромінююча здатність	7 % (100°C)
Вакуум	$P < 5 \times 10^{-3} \text{ Па}$
Опір вітру	30 м/с
Температура стагнації	< 220°C
Тепловтрати	< 0,8 Вт/м ² ×°C)
Відбивач	алюмінієвий
Матеріал рами	алюміній, нержавіюча сталь

Тиск випробовування	1,0 МПа
Робочий тиск	0,6 МПа
Працює при температурі	до -30°C

Таблиця 2.5 Характеристика сонячного колектора з надвисокою теплопровідністю

Матеріал скла	високоякісне боросилікатне скло
Діаметр скляної трубки	70 мм
Товщина вакуумного прошарку	10 мм
Товщина стінки	2 мм
Маса однієї трубки	2 кг
Високий вакуум	5×10^{-3} Па
Матеріал абсорберу	алюміній
Покриття абсорберу	нітрит алюмінію
Коефіцієнт поглинання	$\alpha \geq 0,94$
Опір вітру	30 м/с
Працює при температурі	до -30°C
Витримує удари граду	розміром до 35 мм
Температура ізоляції	250°C

Таблиця 2.6 Характеристика сонячного колектора з тепловими трубами типу-U

Довжина труб та зовнішній діаметр труби	1800 мм, 58 мм
Товщина скла стінки труби	1,6 мм
Матеріал труби	боросилікатне скло
Поглинаюче покриття	Al-N/SS
Коефіцієнт поглинання	$> 93\%$
Випромінююча здатність	8 % (100°C)

Вакуум	$P < 5 \times 10^{-3} \text{Па}$
Опір вітру	30 м/с
Температура стагнації	$< 230^{\circ}\text{C}$
Тепловтрати	$< 0,8 \text{Вт/м}^2 \times ^{\circ}\text{C}$
Відбивач	алюмінієвий
Матеріал рами	алюміній, нержавіюча сталь
Тиск випробовування	1,0 МПа
Робочий тиск	0,6 МПа
Працює при температурі	до -30°C

Опис сонячних колекторів

1. Сонячні колектори здатні витримувати тиск теплоносія до 0,6 МПа.

2. Замкнутий та незамкнутий контури геліосистеми.

В сонячних системах з замкнетим контуром, як правило, використовується теплообмінник, який може розміщуватися як всередині, так і ззовні бака-акумулятора гарячої води. Сонячний водонагрівач з незамкненим контуром часто використовується в теплих кліматичних зонах, де не має небезпеки замерзання. Сонячні колектори підходять як для закритих, так і відкритих геліосистем, так як має функції контролю тиску, температури та захист від замерзання.

3. Циркуляційний насос геліосистеми

Сонячні водонагрівачі не мають вмонтованого бака-акумулятора, та теплопровід геліоколектора вміщує досить малу кількість теплоносія (близько 2 л для сонячного колектора з 30 труб). Для того щоб теплоносій циркулював від колектора до акумулюючої ємкості та назад, необхідно використати циркуляційний насос. Циркуляційним насосом геліосистеми, як правило, керує контролер з датчиками. Швидкість потоку, необхідна для роботи більшості сонячних систем, не перевищує 2 л/хв., тому достатньо циркуляційного насоса малої потужності. Більш потужні циркуляційні насоси потрібні лише у випадку об'єднання декількох геліоколекторів в один контур,

						Арк.
						58
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

чи коли геліонасос повинен компенсувати втрати напору теплоносія. Перепад тиску при малій швидкості потоку незначний, всього 700 Па при швидкості 3,3 л/хв, для теплопроводу на 20 труб, тому це не є вагомим критерієм при виборі потужності циркуляційного насоса.

4. Ефективність сонячного колектора

Переваги сонячних колекторів полягають в тому, що їх внутрішня труба надійно захищена від втрат тепла. Це означає, що тепло відразу є після поглинання віддається воді теплозбірника геліоколектора та не надходить в оточуюче середовище. Такі теплоізоляційні властивості сонячних колекторів складають ключову різницю між сонячними колекторами з вакуумними трубками та плоскими. А оскільки ефективність передачі тепла тепловими трубами дуже висока, то сонячний водонагрівач має високу теплопродуктивність цілий рік.

5. Вартість сонячного колектора

Висока вартість вакуумних колекторів з тепловими трубами, до недавнього часу була головною перешкодою до початку їх широкого вживання. Тепер сонячний колектор – це високоякісна, надійна в експлуатації система, яка володіє високою теплопровідністю. Раціональна схема сонячних водонагрівачів та низькі затрати на їх виробництво зробили їх широкодоступними та такими, які мають малий термін окупності.

6. Естетика сонячного колектора

Якщо Ви хочете встановити геліоколектор у себе на даху, то для Вас, звичайно, досить важливо, як він буде виглядати. Сонячний водонагрівач має низькопрофільний дизайн та розміщується близько до поверхні даху. Труби чорного кольору відмінно поєднуються з дахом будь-якого кольору. Теплопровід виготовлений з міді, та може мати з'єднувальні виходи ззаду та збоку. Теплопровід з заднім виходом дозволяє заховати водопровідні труби за теплопроводом сонячного колектора. Крім того, з'єднання ззаду дозволяє поставити поруч впритик два та більше геліоколекторів. Бокове з'єднання частіше використовується в масштабних проектах з метою полегшення

									Арк.
									59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

об'єднання сонячних колекторів в ряди та знизити перепад тиску в трубопроводі.

7. Утворення накипу в сонячних колекторах

Утворення накипу є предметом для хвилювання в багатьох регіонах, так як це поступово призводить до блокування водопровідної мережі, особливо в системах з гарячою водою. Оскільки сонячні колектори працюють при високих температурах, в теплопроводі може утворюватися накип. Якщо вода в трубопроводі дуже жорстка, то можна передбачити утворення накипу наступним чином:

- 1) Використовувати електричний чи магнітний пом'якшувач воді для водопровідної мережі.
- 2) Використовувати геліосистеми з замкнутим контуром.

8. Використання в широких масштабах сонячних колекторів

Сонячні колектори ідеальні для сонячного підігріву великої кількості води та можуть використовуватися в готелях, аеропортах, житлових будівлях та інших місцях, де потрібна гаряча вода. Економічність таких геліосистем вища, ніж домашніх, так як замість циркуляційного насоса та бака акумулятора для кожного одного-двох сонячних колекторів використовується один бак акумулятор та один циркуляційний насос на 30-50 геліоколекторів. Сонячні водонагрівачі витримують гідростатичний тиск, володіють антикорозійною стійкістю та можуть встановлюватися рядами та/чи паралельно, внаслідок чого вони підходять як для масштабних, так і для малих проектів.

Таблиця 2.7 Характеристика сонячних колекторів з тепловими трубами типу "Heat pipe"

Матеріал покриття	Нержавіюча сталь 304 чи шаром порошкового алюмінію
-------------------	--

						Арк.
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Матеріал рами	Нержавіюча сталь 304
Матеріал труби теплосбірника	Мідь С12200
Теплова ізоляція	Поліуретан 55 мм
Гумові ущільнювачі та кільця	Стабілізована термостійка силіконова гума
Оптимальний кут встановлення	30-70° вертикально, 0° горизонтально
Максимальний робочий тиск	6 бар,
Падіння тиску	700 Па при витраті 3,3 л/хв для колектора з 20 трубок
Оптимальна швидкість потоку	0,1 л/хв./трубку – 0,026 г/хв./трубку
Коефіцієнт сезонного використання (SPF)	Коефіцієнт перетворення: $h_o = 0,717$. Зменшення коефіцієнтів: $a_1 = 1,52$; $a_2 = 0,0085$.

**Таблиця 2.8. Сонячні колектори з тепловими трубами
типу Heat pipe (HP)**

Модель	Розміри (мм)	Кількість труб (шт.)	Корисна площа (м ²)	Подача гарячої води (л/°С)
PRG/VSHП – 58/1800-12	1090×1520×1400	12	1,99	110 (60°С)
PRG/VSHП – 58/1800-18	1570×1520×1400	18	2,66	150 (60°С)
PRG/VSHП – 58/1800-20	1730×1520×1400	20	2,98	175 (60°С)
PRG/VSHП – 58/1800-24	2050×1520×1400	24	3,56	220 (60°С)

PRG/VSHPP – 58/1800-30	2530×1520×1400	30	4,43	260 (60°C)
---------------------------	----------------	----	------	------------

**Таблиця 2.9. Сонячні колектори з тепловими трубами
типу-U**

Модель	Розміри (мм)	Кількість труб (шт.)	Корисна площа (м ²)	Подача гарячої води (л/°C)
PRG/VSHPU – H58/1800-12	1050×1520×1400	12	1,99	110 (60°C)
PRG/VSHPU – H58/1800-18	1530×1520×1400	18	2,66	260 (60°C)
PRG/VSHPU – H58/1800-30	2490×1520×1400	30	4,43	300 (60°C)

**Таблиця 2.10. Сонячні колектори з тепловими трубами
надвисокої ефективності**

Модель	Розміри (мм)	Кількість труб (шт.)	Корисна площа (м ²)	Подача гарячої води (л/°C)
PRG/VSHPP – 70/1700-10	1065×1360×12 65	10	1,5	120 (60°C)
PRG/VSHPP – 70/1700-20	2015×1360×12 65	20	3,1	240 (60°C)
PRG/VSHPP – 70/1700-25	2490×1360×12 65	25	4,0	300 (60°C)

Переваги використання вакуумних сонячних колекторів:

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

- Висока надійність
- Максимальне використання кожного сонячного променя
 - Здатність знезаражувати воду.
 - Збереження високої роботоздатності в холодний період року.
 - Швидке повернення в робочий стан при обледенінні, покритті снігом чи інеєм.
 - Змінні модулі, легкість в монтажі.
 - Антикорозійний мідний теплозбірник сонячного колектора .
 - Високі теплоізоляційні властивості теплозбірника.
 - Рама та кожух теплопроводу геліоколектора виготовлені із високоякісної нержавіючої сталі.
 - Сонячні колектори витримують високий тиск теплоносія, що особливо актуально для великих геліосистем.

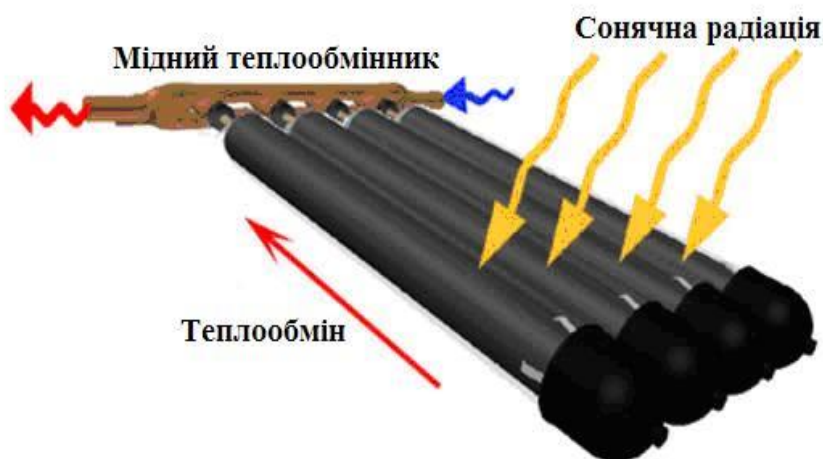


Рис. 2.19 Сонячний колектор типу “Heat Pipe”

Теплообмін в сонячному колекторі типу “Heat Pipe”

1. Поглинання сонячного випромінювання.

Сонячне проміння попадаючи на абсорбер сонячного колектора (спеціальне покриття, яке характеризується підвищеною здатністю поглинати теплову енергію) перетворюється в тепло та передається у внутрішню частину трубки.

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

2. Передача тепла.

Теплові мідні трубки сонячного колектора, які розміщені всередині скляної трубки отримують теплову енергію від абсорбера. Низькокипляча рідина починає кипіти, пара цієї рідини піднімається вгору. Відбувається процес передачі тепла від всієї трубки по довжині до верхньої колби (накінечник) сонячного водонагрівача .

3. Теплообмін між колбою (накінечником) та теплозбірником.

Пара низькокиплячої рідини зібрана в верхній частині трубки сонячного колектора під впливом теплообміну з теплозбірником, через який прокачується антифриз і який має значно нижчу температуру, конденсується. При конденсації відбувається передача тепла від низько киплячої рідини до антифризу, зконденсована рідина по мідним стінкам теплової труби стікає в низ і процес поглинання сонячного проміння починається знову. Нагрітий антифриз в геліоколекторі потрапляє в бак акумулятор.

4. Зберігання сонячної енергії.

Антифриз (незамерзаюча рідина) забравши тепло від сонячного колектора передає його через теплообмінник в бак-акумулятор, внаслідок цього температура антифризу знижується і він направляється до сонячного водонагрівача за новою порцією теплової енергії. Температура води в баці акумуляторі поступово підвищується, а певний об'єм баку дозволяє забезпечити достатнє акумулювання сонячної теплової енергії для потреб.

						Арк.
						64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

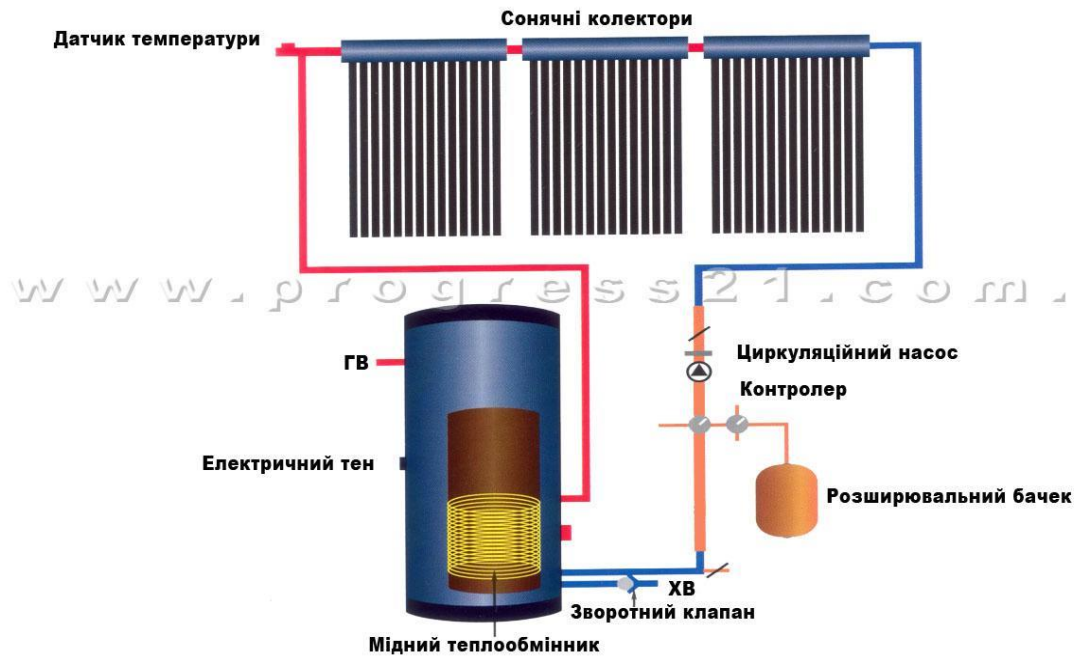


Рис. 2.20. Принципова схема обв'язки сонячного колектора

Вакуумна теплова трубка

Конструкція сонячних колекторів на основі вакуумних трубок досить складна, основним їх компонентом є скляні вакуумні трубки. Зовнішня труба зроблена з прозорого надміцного боросилікатного скла, яке витримує удари граду діаметром 25 мм. Внутрішня труба також виготовлена з прозорого боросилікатного скла, покрита спеціальним селективним покриттям (Al-N/Al), яке забезпечує відмінне поглинання тепла з мінімальним відбиванням. Для уникнення кондуктивних та конвективних тепловтрат в геліоколекторі з простору між двома трубами викачене повітря та утворений вакуум. Для підтримання вакууму між двома скляними трубами використовується газопоглинач. При виробництві сонячних колекторів газопоглинач потрапляє під вплив високих температур, внаслідок чого нижній кінець вакуумної трубки сонячного колектора покривається шаром чистого барію. Цей шар барію поглинає CO, CO₂, N₂, O₂, H₂O та H₂, які виділяються з труби в процесі зберігання та експлуатації вакуумного колектора, підтримуючи таким чином стан вакууму. Шар барію також являється чітким візуальним індикатором

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

стану вакууму в сонячному колекторі. Коли вакуум зникає, барієвий шар із срібного стає білим. Це дає можливість легко визначити, чи справна труба.

Сонячні колектори з вакуумними трубками типу “Heat pipe” показують відмінні результати також в похмурі дні, тому що труби здатні поглинати енергію інфрачервоного проміння, яке проходить через хмари. Завдяки ізоляційним властивостям вакууму вплив вітру та низьких температур на роботу сонячного водонагрівача також незначний в порівнянні з впливом на плаский колектор. Скляні вакуумні трубки геліоколектора укладені паралельно; кут нахилу залежить від географічної широти даної місцевості. Орієнтовані з Півночі на Південь трубки сонячного водонагрівача пасивно «рухаються за сонцем» протягом всього дня. Форма трубок забезпечує відмінну степінь поглинання вакуумними сонячними колекторами в порівнянні з плоскими сонячними колекторами внаслідок цілого ряду причин, а саме:

- Трубка вакуумного сонячного колектора кругла, тому сонячні промені завжди попадають на поверхню труби під прямим кутом, зводячи відбивання до мінімуму.
- Якщо поверхня сонячного колектора пласка, то кількість сонячного випромінювання, яке на нього потрапляє, досягає свого максимуму лише о півдні, коли сонце знаходиться прямо над геліоколектором. Вранці та ввечері сонячні промені падають на поверхню сонячного водонагрівача під кутом, та кількість поглинутого сонячного випромінювання зменшується.
- Вакуумні трубки круглі, як наслідок, кількість сонячного випромінювання, яке потрапляє на сонячний водонагрівач, залишається достатньо постійною з середини ранку до середини дня. Завдяки цьому загальна кількість поглинутого сонячного випромінювання зростає. Більше того, кут падіння сонячних променів завжди перпендикулярний поверхні труби сонячного колектора, та відбивання, таким чином, зменшується.

Звичайна теплова труба із неорганічного скла складається з описаної вище скляної вакуумної трубки, в яку вставлена мідна теплова труба. Мідна теплова труба передає тепло із вакуумної трубки в наконечник (конденсатор)

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

РОЗДІЛ 3. Економічна частина

3.1 Організаційно-економічне обґрунтування проєкту.

Технічний стан джерел теплопостачання, теплових мереж та ін. Об'єктів комунальної теплоенергетики на сьогоднішній день не відповідає сучасним вимогам. Необхідна технічна реконструкція та модернізація всієї системи теплопостачання та впровадження нового енергоефективного та екологічно чистого теплоенергетичного обладнання

Теплові енергоцентралі

Перебувають на балансі підприємств комунальної теплоенергетики ТЕЦ були прийняті від підприємств Мінпаливенерго України та підприємств інших галузей. Вони побудовані в 50-70 роках минулого століття, в основному фізично і морально застаріли, потребують реконструкції та технічному переоснащенні.

Торік комунальні теплоелектроцентралі справили 1,2 млрд. кВтг електроенергії, а реалізували 1,06 млрд. кВтг, власні потреби склали 189 500 000 кВтг (15,2%). Із загального виробництва електроенергії 82,1% припало на комунальне енергогенеруюче підрозділ «Чернігівська теплоелектроцентраль».

У 2004р. середньозважений питома витрата палива комунальних ТЕЦ на виробництво електроенергії склав 389,1 кг/ кВтг (по ТЕЦ України - 258 кг / кВтг), а на виробництво теплоенергії - 174,3 кг/ Гкал (по ТЕЦ України - 165,7 кг / Гкал) .

По окремих ТЕЦ ці показники змінюються в значних межах:

- на електроенергію: від 305,5 кг / кВтг по Кіровоградській ТЕЦ і 339,3 кг/кВтг по ТЕЦ-1 КП «Львівтеплоенерго» до 425,4 кг / кВтг по ТЕЦ КП «Роздолтеплокоммуненерго» і 450,4 кг / кВтг по ТЕЦ ВАТ «Тепловоденергія» (м Кам'янець-Подільський Хмельницької області);
- на теплоенергію: від 159,6 кг / Гкал по ВАТ «Тепловоденергія» і 163,2 кг / Гкал по ТЕЦ-1 КП «Львівтеплоенерго» до 183,3 кг / Гкал по ТЕЦ КП

						Арк.
						68
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

«Жовтоводськтепломережа» Дніпропетровської області та 219,7 кг / Гкал по ТЕЦ КП «Роздолтеплокоммуненерго».

Незважаючи на те, що основним видом палива для комунальних ТЕЦ (крім Чернігівської) є природний газ, обладнання на більшості станцій не відповідає екологічним вимогам і нормативам.

Котельні установки

В даний час на підприємствах комунальної теплоенергетики знаходиться в експлуатації 14039 одиниць котелень, де встановлено 35,3 тис. Водогрійних і парових котлів. Середня продуктивність котельні - 5 Гкал / год, котла - 2 Гкал / год.

Із загальної кількості котелень тільки 564 одиниці (4%) можна віднести до централізованих джерел, потужність кожної з них становить понад 20 Гкал / год. Решту можна віднести до децентралізованих джерел. Зокрема, продуктивність 10918 одиниць - менше 3 Гкал / год, на них встановлені в основному дрібні неефективні котли, як правило, фізично зношені, ККД яких при роботі на газі не перевищує 75-80%, а на вугіллі - 70%.

Майже 64% комунальних котелень використовують як паливо природний газ, 34% котелень - вугілля і більше 2% - рідке паливо.

Термін експлуатації майже 60% котелень перевищує 20 років, в 38% котелень експлуатуються малоефективні застарілі котли з низьким ККД, застарілої автоматикою і пальниковими пристроями, що обумовлює значні витрати палива. Третя частина всієї кількості парку котлів припадає на неефективні, зняті з виробництва, котли типу НІСТУ-5 продуктивністю 0,45-0,7 Гкал/ год з ККД 75-78% при роботі на газі і з середньозваженими питомою витратою палива на відпуск теплоенергії 188 кг / Гкал при 168 кг / Гкал по всіх комунальних котелень (ККД - 85,1%).

Разом з тим, навіть склався середньозважений показник питомої витрати умовного палива на відпуск теплоенергії (168 кг / Гкал) вже вважається завищеним, на сьогодні він не повинен перевищувати 155 кг / Гкал (ККД -

						Арк.
						69
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

92%). Такий показник забезпечив би економію палива в кількості 600-650 тис. Т у.п., що, відповідно, скоротило б шкідливі викиди в атмосферу.

Слід зазначити, що економія палива підприємствами комунальної теплоенергетики протягом 2010-2014 рр. становила щорічно 35-55 тис. т у.п. або 0,5-0,7%. Економія незначна, але реальна.

Підприємствами комунальної теплоенергетики дуже повільно впроваджуються існуючі енергозберігаючі технології, обладнання старіє і фізично зношується, а питома витрата палива на відпуск електроенергії і теплоенергії по ТЕЦ зростає, хоча по котельних досягнуто незначне зниження.

Повільно впроваджується екологічно чиста енергозберігаюча струменево-нишевая технологія спалювання газу в топках котлів ТЕЦ і котелень з використанням струменево-нішевих пальників типу СНД, а адже їх застосування дозволяє економити від 5% до 20% (і більше) енергоресурсів і знизити собівартість виробництва теплоенергії. Струменево-нишевая технологія ще не досягла масштабного впровадження в комунальній теплоенергетиці через відсутність коштів, а також діючих стимулів до поліпшення роботи устаткування.

Необхідно продовжити роботи по виведенню з експлуатації дрібних нерентабельних котелень з переключенням їх теплових навантажень на теплові мережі квартальних і районних котелень, ТЕЦ.

Перспективним напрямом у технічному переоснащенні теплогерел є переведення діючих великих котелень у режим комбінованого виробництва теплової та електричної енергії за рахунок їх надбудови газотурбінними двигунами, паротурбінними і газотурбінними установками (когенерація) з метою зростання ефективності використання палива та підвищення екологічної безпеки.

У 2014р. міське підприємство «Хмельницьктеплокомуненерго» ввело в експлуатацію когенераційну установку з газовими двигунами-генераторами вартістю 2,1 млн. грн., які надав ВАТ «Первомайськдизельмаш» як товарний кредит. Підприємство забезпечує 30% потреби в електроенергії за рахунок

						Арк.
						70
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

власного виробництва. Вартість 1 кВтг електроенергії становить 9,3 коп. Одна з котелень підприємства «Комуненергія» (м Рівне) була також реконструйована під ТЕЦ за рахунок оснащення двома когенераційними установками. Проведено реконструкцію двох парових котлів і збільшена потужність з 23,0 до 60,0 Гкал / год, встановлено дві турбіни по 2,5 МВт. Вартість 1 кВт електричної потужності склала \$ 568,4 (~ 3 тис. грн.), Собівартість 1 кВтг - 14,3 коп. ТЕЦ в 2014р. виробила 13,8 млн. кВтг і більше 110 тис. Гкал теплоенергії, при цьому зекономлено 4,6 тис. т у.п. Рівень викидів знизився на 685,2 т вуглецевого еквівалента.

Передбачається впровадити когенераційні установки у Вінниці, Черкасах, Житомирі та ін. Містах.

У квітні 2005р. в Україні прийнято Закон «Про комбіноване виробництво теплової та електричної енергії (когенерацію) та використання скидного енергопотенціалу», метою якого є створення правових засад для підвищення ефективності використання палива в процесах виробництва енергії або інших технологічних процесах, розвитку та застосування технологій комбінованого виробництва електричної та теплової енергії.

Переобладнання котелень у міні-ТЕЦ забезпечить, як показує аналіз їх роботи, скорочення сумарних витрат палива на виробництво теплової та електричної енергії не менш ніж на 20%, зменшення в 2-3 рази витрати коштів у порівнянні з будівництвом нових конденсаційних електростанцій, скорочення в 2 -3 і більше разів термінів окупності в порівнянні з ТЕЦ, скорочення втрат електроенергії, а також зменшення викидів токсичних речовин в атмосферу.

Теплові мережі

На балансі підприємств комунальної теплоенергетики є 21,7 тис. км теплових мереж у двотрубному обчисленні. Вони прокладені переважно в непрохідних залізобетонних каналах з ізоляцією з мінеральної вати, не захищені від проникнення ґрунтових та інших вод з супутніх комунікацій. Внаслідок цього відбувається намокання теплоізоляції, зовнішня корозія

						Арк.
						71
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

металу труб, що призводить до численних пошкоджень з появою свищів і розривів трубопроводів. Загальний знос теплових мереж становить близько 70%. Великий знос мають розподільні мережі житлових будинків та об'єктів соціально-культурного побуту (школи, дитячі садки, лікарні тощо).

Втрати в трубопроводах магістральних мереж досягли 14%, а сумарні втрати з урахуванням розподільних мереж - до 30% і більше, що еквівалентно втратам більше 1 млн. т палива в умовному обчисленні. Для усунення втрат необхідна заміна фізично зношених трубопроводів теплових мереж на труби з пінополіуретанової ізоляцією, що дозволить знизити втрати на 2-3%. Труби в такій ізоляції є гарантією надійності теплопостачання. За даними Московської Асоціації виробників і споживачів трубопроводів, за 1999-2003 рр. питома пошкоджуваність трубопроводів на рік, віднесених до 1 км, склала 0,0107, а для інших типів - 1,244. В Україні в цілому питома пошкоджуваність збільшилася за останні роки з 0,9 до 1,25.

Через обмеженість коштів обсяги перекладки і заміни теплових мереж не виконуються в необхідних кількостях. Кількість тепломереж, які перебувають у ветхому та аварійному стані, з року в рік зростає і в 2014р. досягло 2434,3 км або 11,2% загальної кількості проти 1949,4 км або 9,3% - в 2010р. Близько 35% теплових мереж виробили свій ресурс.

Щоб призупинити процес старіння мереж і зберегти середній термін їх служби на сьогоднішньому рівні, необхідно змінювати 1000-1100 км (4,6-5,1%) труб на рік. Це дозволило б скоротити втрати у кількості понад 3 млн. Гкал тепла, що еквівалентно 0,5 млн. Т у.п.

Центральні теплові пункти (ЦТП) і бойлерні

В Україні, за даними територіальних житлово-комунальних органів, функціонує приблизно 6100 ЦТП і бойлерних. Більше 40% теплових пунктів перебуває у аварійному стані, що призводить до систематичних перебоїв у гарячому водопостачанні та перевитрат паливно-енергетичних ресурсів.

Досвід роботи ряду теплопостачальних підприємств свідчить про доцільність поступової ліквідації ЦТП чотирьохтрубної системи

						Арк.
						72
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

теплопостачання, переведення споживачів на двотрубну з реконструкцією теплових мереж та монтажем індивідуальних теплових пунктів (ІТП). Звільнені приміщення ЦТП можна використовувати для переоснащення під котельні. Заслуговує на увагу досвід комунального підприємства «Луганськтеплокомуненерго», а також підприємств Житомира, Вінниці, Черкас, Чернігова та інших міст України.

Перспективним напрямом розвитку розподільних мереж централізованого теплопостачання є впровадження індивідуальних теплових пунктів у кожному будинку (замість модернізації та дооснащення ЦТП) з установкою сучасних компактних пластинчастих теплообмінників, малошумних насосів, приладів обліку та регулювання тепла. Установка ІТП дозволяє отримати економію теплоенергії за рахунок регулювання температури води в системі опалення будівлі, отримати більш достовірний облік і знизити втрати тепла, з'являється можливість відключити ІТП від мережі в разі неоплати тепла споживачем.

Залишаються в експлуатації ЦТП вимагають оснащення сучасними приладами обліку гарячої води з інтелектуальними датчиками по тиску і температурі, проведення заміни існуючої запірної арматури на вузлах обліку гарячої води та ін.

Нетрадиційні джерела енергії

В Україні протягом майже 40 років розглядається можливість використання відновлюваних джерел енергії, але реальних зрушень практично немає. Намічається використання геотермальних водних родовищ Криму і Карпат, глибинного тепла Землі в Херсоні в теплонасосних установках. У Херсоні, Одесі та інших містах намічається впровадження установок з використанням біогазу. Передбачалося використання ресурсів геотермального тепла не тільки в системах теплопостачання, але і для виробництва електроенергії на ГеоТЕС. Передбачається спорудження ТЕЦ з використанням біомаси з прогнозованою собівартістю виробництва електроенергії на рівні 25-35 коп / кВтг до 2030р. На сьогоднішній день в Україні використовуються

						Арк.
						73
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

деякі геотермальні джерела, є кілька установок сонячного теплопостачання (в основному для забезпечення гарячого водопостачання), працюють також у невеликій кількості теплонасосні установки, які використовують низькопотенційне тепло ґрунту, стоки підприємств і комунально-побутові, вентиляційні викиди та ін. Але в державному статистичному спостереженні їх поки немає. За експертними оцінками, частка відновлюваних джерел електроенергії (ВДЕ) в балансі тепла складає всього 0,02%, тобто їх використання в комунальній теплоенергетиці практично відсутня. Вторинні паливні ресурси в основному використовуються в промислових підприємствах.

Нормативні основи розвитку нетрадиційних та ВДЕ України визначені в Національній енергетичній програмі, Комплексної державної програми енергозбереження України, Програмі державної підтримки розвитку нетрадиційних джерел, Програмі «Екологічно чиста енергетика України» та ін. Однак матеріали розроблені і затверджені, а впровадження та використання ВДЕ немає.

Фінансово-економічний стан

Більшість підприємств комунальної теплоенергетики збиткові, що перешкоджає їх ефективному розвитку. Сьогодні наявності невідповідність тарифів витратам на надання послуг з теплопостачання. Відповідно до Закону України «Про теплопостачання», у разі, якщо тимчасово тариф на теплову енергію встановлено нижче її собівартості з урахуванням граничного рівня рентабельності, то орган, який встановив цей тариф, повинен передбачити механізм компенсації цієї різниці в порядку, встановленому законодавством. Але вимагати через суд у виконавчої місцевої влади відшкодування витрат можуть не всі теплопостачальні підприємства. Однією з ключових умов економічного зростання комунальної теплоенергетики є ефективна тарифна політика. Вона повинна розроблятися з урахуванням інтересів як виробників, так і споживачів. Тарифи повинні забезпечувати надійність теплопостачання та підтримання резерву теплових потужностей, стимулювати інвесторів

									Арк.
									74
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

вкладати кошти в розвиток комунальної теплоенергетики, стимулювати впровадження енергозберігаючих технологій, нетрадиційних джерел енергії і в першу чергу - ВДЕ.

Давно настав час здійснити перехід на диференційовану оплату теплоенергії в залежності від пори року без збільшення її середньорічний величини з можливим використанням двоставкового тарифу. Це дозволить підприємствам працювати ритмічно. Сьогодні вже в половині областей тариф на теплоенергію встановлюється на опалювальний сезон. Двоставкові тарифи діють у ряді регіонів.

Перегляд та затвердження тарифів займає тривалий час. Місцеві органи влади з різних обставин стримують своєчасний їх перегляд. У багатьох державах регуляторні функції зосереджені в єдиному органі, проте в Україні вони роздроблені. Мабуть, доцільно створити єдиний орган тарифного регулювання. Цілком обгрунтовано було б зосередити тарифну політику по теплоенергії в Національній комісії регулювання електроенергетики України (НКРЕ). Зараз це питання за дорученням Кабінету Міністрів розглядається в Держжитлокомунгоспу України.

Рада по вивченню продуктивних сил України НАН України виконав аналіз основних техніко-економічних показників (ТЕП) по теплопостачальним підприємствам та іншим підприємствам і організаціям, відпускає теплоенергію сфері житлово-комунального господарства України.

За експертними оцінками сьогодні для забезпечення житлового (приблизно 1090 млн. м² - село і місто) та громадського фондів України (1290 млн. м³) і 47,2 млн. Чоловік опаленням і гарячим водопостачанням необхідно приблизно 320 млн. Гкал тепла, з нього частка централізованого теплопостачання - 88100000. Гкал, або близько 28%. За часів СРСР ця величина наближалася до 40%. У РФ, наприклад, близько 72% всієї теплоенергії проводиться централізованими джерелами. Якщо виходити з класифікації Закону України «Про теплопостачання», то децентралізоване теплопостачання - це джерела продуктивністю від 1 до 3 Гкал / год, і при

						Арк.
						75
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

такому підрахунку питома вага централізованого теплопостачання різко зростає, перевищивши 50%. Але ж теплоенергетикам відомо, що являє собою централізоване теплопостачання - це єдина Теплорозподільна мережа, що має загальну магістральну систему передачі теплової енергії від великих генеруючих установок, що забезпечують централізоване управління і резервування передачі тепла. До централізованих джерел теплопостачання відносяться ТЕЦ, промислові та районні котельні, опалювальні котельні міст і населених пунктів продуктивністю більше 20 Гкал / год, а також теплоутилізаційних установок. Це визначення було прийнято колишнім Держпланом СРСР і, на наш погляд, є обґрунтованим, їм варто було б керуватися в нинішніх умовах. Хоча за часів СРСР існувала думка (Л.А. Мелентьєва, А.А. Макарова, Міненерго СРСР і ін.), Що до централізованих джерел слід відносити котельні потужністю 50 Гкал / год і вище. Є експерти, які підтримують цю думку, і в Україні. Наприклад, Інститут загальної енергетики НАНУ до централізованих джерел відносить котельні потужністю більше 50 Гкал / год, а до децентралізованих - менше 50 Гкал / год, а також теплоутилізаційних установок, що важко визнати обґрунтованим.

Одним з основних ТЕП, що характеризують використання і економічну ефективність роботи теплопостачальних підприємств і енергооб'єктів, є коефіцієнт ефективності використання встановленої теплової та електричної потужності. В середньому коефіцієнт ефективності в 2014р. склав 10%, по підприємствах комунальної теплоенергетики - 8%, по Мінпаливенерго - більше 20%.

Питомі витрати умовного палива на відпущену електричну та теплову енергію - основні ТЕП енергооб'єктів та теплопостачальних підприємств - є головними показниками енергоефективності. Розрахунки показують, що питома витрата у.п. на відпущену теплоенергію в 2014р. склав: по підприємствам комунальної теплоенергетики - 168,1 кг / Гкал, Мінпаливенерго - 147 кг / Гкал, підприємствам промисловості та ін. галузей - 168,2 кг / Гкал і в цілому по підприємствах, відпускає теплоенергію житлово-

						Арк.
						76
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

комунальному господарству - 163 кг / Гкал. Однак слід зазначити, що величина показника по підприємствах Мінпаливенерго некоректна у зв'язку з тим, що витрата теплоенергії на власні потреби у розмірі 1,65% занижений, а по АЕК «Київенерго», яка відпускає більше 50% тепла житлово-комунальному господарству від загального відпуску на ці цілі підприємствами Мінпаливенерго, взагалі не показує витрати на власні потреби в державній статзвітності. Відповідно спотворений цей показник і в цілому по підприємствах України, відпускає теплоенергію житлово-комунальному господарству.

Питома витрата теплоенергії на власні потреби в цілому по підприємствах, відпускає теплоенергію житлово-комунальному господарству, становить 3,5%, по підприємствах комунальної теплоенергетики - 2,2%, по промисловим підприємствам і підприємствам ін. Галузей - 5,9%.

Питома витрата теплової енергії на її передачу в теплових мережах. В цілому по підприємствах України, відпускає теплоенергію житлово-комунальному господарству, становить 11%, в тому числі, по підприємствах комунальної теплоенергетики - 14%, Мінпаливенерго - 13,8%, промисловим та ін. Підприємствам - 6,2%.

Питома чисельність промислово-виробничого персоналу (штатний коефіцієнт) - чисельність персоналу, що припадає на одиницю виробничої потужності (1 МВт, 1 Гкал / год) підприємства. В цілому по підприємствах України, відпускає теплоенергію житлово-комунальному господарству, питома чисельність персоналу становить 1,2 чол / Гкал / год, Мінпаливенерго - 1,0 чол / Гкал / год, по промисловим та ін. підприємствам - 0,99 чол / Гкал / год.

Питома чисельність персоналу (штатний коефіцієнт) поряд з показником використання теплової потужності визначає в теплоенергетичному виробництві рівень продуктивності праці. Виробіток продукції в натуральних одиницях в одиницю часу (за рік, квартал) на одного працівника промислово-виробничого персоналу (Гкал / чол) в цілому по

						Арк.
						77
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

підприємствах України, відпускає теплоенергію житлово-комунальному господарству, становить 554 Гкал / чол, по підприємствах комунальної теплоенергетики - 450 Гкал / чол, Мінпаливенерго - 1471 Гкал / чол, по промисловим та ін. підприємствам - 472 Гкал / чол за рік.

Собівартість виробництва, передачі і розподілу теплової та електричної енергії. В цілому по підприємствах України, відпускає теплоенергію житлово-комунальному господарству, собівартість теплоенергії становить 58-60 грн / Гкал, в тому числі, по підприємствах комунальної теплоенергетики - більше 70 грн / Гкал, Мінпаливенерго - менше 50 грн / Гкал, по промисловим підприємствам і підприємствам ін. галузей - в межах 50-52 грн / Гкал.

Аналіз цього показника по підгалузі комунальної теплоенергетики показує, що він на 6-10 грн. вище тарифу. Це пояснюється поєднанням органами місцевого самоврядування функцій володіння та управління теплопостачальними підприємствами з функцією встановлення тарифів на теплоенергію. Як результат, тарифна політика значною мірою стає заручником популістських рішень місцевої влади і не підкріплюється економічним обґрунтуванням через низьку професійної підготовки працівників в питаннях формування тарифів на теплову енергію.

Методичне визначення основних техніко-економічних показників роботи обладнання повинно базуватися на матеріальних та енергетичних балансах.

Відповідно до Закону України «Про теплопостачання» до повноважень Держжитлокомунгоспу і Мінпаливенерго України відноситься розробка довгострокових прогнозних балансів споживання теплової енергії, виходячи з потреб національної економіки. На сьогодні розробка балансів теплової енергії (звітних, прогнозних) центральним органом виконавчої влади у сфері теплопостачання не ведеться. Слід підкреслити, що за часів СРСР в Україні всі міністерства і відомства, підприємства союзного підпорядкування, обл (міськ) виконкоми розробляли баланси теплової енергії (річні, п'ятирічні і

									Арк.
									78
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

довгострокові) і представляли в колишній Держплан України для розробки балансу в цілому по республіці.

Виходячи з викладеного, можна зробити висновок, що технічне і фінансово-економічний стан комунальної теплоенергетики є незадовільним. Проблеми в теплопостачанні, що накопичилися за багато років, негативно позначаються на нормальному функціонуванні не тільки житлово-комунального господарства, а й економіки країни в цілому. Роль теплопостачання недооцінюється як у розвитку національної економіки, так і у зміцненні енергетичної безпеки України. Відсутня загальна концепція забезпечення тепловою енергією населення та інших споживачів України.

Для виходу з кризової ситуації потрібна розробка державної цільової програми щодо стабілізації роботи, реконструкції та розвитку комунальної теплоенергетики на 7-10 років.

Розробка державної цільової програми необхідна, тому що існує проблема, вирішити яку засобами територіального чи галузевого управління неможливо. Необхідні: державна підтримка, координація діяльності центральних і місцевих органів виконавчої влади та органів місцевого самоврядування.

3.2 Розрахунок системи теплопостачання:

3.2.1 Тепловий насос

Капітальні вкладення в систему:

$$K_{об} = K_{км} + K_{тепл} + K_{труб} + K_{квп} + K_{інші} , \quad (3.1)$$

де

$K_{км}$ – капітальні вкладення в компресори, грн

$K_{тепл}$ – капітальні вкладення в теплообмінники, грн

$K_{труб}$ – капітальні вкладення в трубопроводи, грн

$K_{квп}$ – капітальні вкладення в контрольно-вимірювальні прилади, грн

$K_{інші}$ – капітальні вкладення в інше обладнання, грн

						Арк.
						79
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 6.1 - Розрахунок капітальних вкладень по проекту.

№ п/п	Найменування обладнання	Кількість	Оптова ціна, грн.	Загальна ціна, грн.
1	Компресор Bitzer 4G-30.2 (Y)-40P	1	110000	110000
2	Конденсатор	1	55000	55000
3	Охолоджувач конденсату	1	25000	25000
4	Регенеративний теплообмінник	1	28000	28000
5	Арматура запорна	1	15000	15000
6	Масловіддільник	1	5000	5000
7	Маслозбірник	1	7000	7000
8	Трубопроводи	1	5500	5500
9	Випарник	1	45000	45000
10	Контрольно-вимірювальні прилади	1	25000	25000
11	Водяні насоси	6	5500	33000
Усього вартість придбання обладнання				353500
	Транспортні витрати, 5%			23175
	Монтаж, 10%			17675
	Вартість земельних робіт			75000
	Вартість проектних робіт, 20%			70700
Усього капітальних вкладень				540050

Витрати на експлуатацію обладнання:

$$E = \sum E_{\text{міс}} * C, \text{ грн} \quad (3.2)$$

$$E = 33834,5 * 1,68 = 56842 \text{ грн.}$$

де

$\sum E_{\text{міс}}$ – сума витрат електроенергії за рік, кВт*год

C – вартість 1 кВт*год, грн.(C = 1,44 грн)

									Арк.
									80
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Щомісячні витрати електроенергії:

$$E_{\text{міс}} = P_{\text{ел}} * K_{\text{дн}} * K_{\text{год}}, \text{кВт*год} \quad (3.3)$$

де

$P_{\text{ел}}$ – ефективна потужність двигунів компресорів, кВт*год

$K_{\text{дн}}$ – кількість робочих днів в місяць, днів

$K_{\text{год}}$ – кількість робочих годин за добу, годин

Таблиця 3.2 Щомісячне споживання електроенергії

	Січень	Лютий	Березень	Квітень	Травень	Червень	Липень	Серпень	Вересень	Жовтень	Листопад	Грудень
Потужність двигунів КМ	20,5	20,5	20,5	10,3	10,3	10,3	10,3	10,3	10,3	20,5	20,5	20,5
Кількість робочих днів	31	28	31	30	31	30	31	31	31	31	30	31
Кількість робочих годин	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
Спожив ел.енергії	3788,2	3421,6	3788,2	1836	1897,2	1836	1897,2	1897,2	1897,2	3788,2	4000	3788,2
Сумарний спожив електроенергії, кВт/год											33834,5	

Таблиця 3.3 Основні економічні показники системи

Капітальні витрати, грн	540050
Експлуатаційні витрати, грн/рік	56842

Підприємство саме забезпечує себе теплом на опалення та гаряче водопостачання, тому заощаджує кошти на покупці теплоти з центральної системи опалення. Зекономлені кошти:

$$Z = \sum K_{\text{тепла}} * T_{1\text{ГВт}}, \text{грн.} \quad (3.4)$$

$$Z = 126571,2 * 0,0008598 * 1416,96 = 154202 \text{ грн}$$

де

$\sum K_{\text{тепла}}$ – кількість виробленого тепла за рік, ГВт

$T_{1\text{ГВт}}$ – тариф на вироблений 1ГВт тепла, грн. ($T_{1\text{ГВт}} = 1416,96$ грн)

						Арк.
						81
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кількість виробленого тепла за рік:

$$\sum K_{\text{тепла}} = K_1 * K_{\text{год}} * K_{\text{дн}}, \text{ ГВт} \quad (3.5)$$

де

K_1 – кількість виробленого тепла за 1 годину, кВт*год

$K_{\text{дн}}$ – кількість робочих днів в місяць, днів

$K_{\text{год}}$ – кількість робочих годин за добу, годин

Таблиця 3.4 Кількість виробленого тепла

	Січень	Лютий	Березень	Квітень	Травень	Червень	Липень	Серпень	Вересень	Жовтень	Листопад	Грудень
Кільк вироб тепла	87,6	87,6	87,6	28	28	28	28	28	28	87,6	87,6	87,6
Кількість робочих днів	31	28	31	30	31	30	31	31	31	31	30	31
Кількість робочих годин	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
Кількість тепла, кВт	16293,6	14716,8	16293,6	5040	5208	5040	5208	5208	5208	16293,6	15768	16293,6
Сумарне вироблене тепло, кВт											126571,2	

Термін окупності системи теплопостачання:

$$T = \frac{K+E}{3}, \text{ років} \quad (3.7)$$

$$T = \frac{540050+56842}{154202} = 8,9 \text{ років}$$

3.2.2. Тепловий насос та сонячні колектори

Капітальні вкладення в систему:

$$K_{\text{об}} = K_{\text{км}} + K_{\text{тепл}} + K_{\text{труб}} + K_{\text{квп}} + K_{\text{інші}}, \quad (3.1)$$

де

$K_{\text{км}}$ – капітальні вкладення в компресори, грн

						Арк.
						82
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$K_{\text{тепл}}$ – капітальні вкладення в теплообмінники, грн

$K_{\text{труб}}$ – капітальні вкладення в трубопроводи, грн

$K_{\text{квп}}$ – капітальні вкладення в контрольно-вимірювальні прилади, грн

$K_{\text{інші}}$ – капітальні вкладення в інше обладнання, грн

Таблиця 6.5 - Розрахунок капітальних вкладень по проекту.

№ п/п	Найменування обладнання	Кількість	Оптова ціна, грн.	Загальна ціна, грн.
1	Компресор Bitzer 4G-30.2 (Y)-40P	1	110000	110000
2	Конденсатор	1	55000	55000
3	Охолоджувач конденсату	1	25000	25000
4	Регенеративний теплообмінник	1	28000	28000
5	Арматура запорна	1	20000	20000
6	Масловіддільник	1	5000	5000
7	Маслозбірник	1	7000	7000
8	Трубопроводи	1	5500	5500
9	Випарник	1	45000	45000
10	Контрольно-вимірювальні прилади	1	30000	30000
11	Водяні насоси	8	5500	44000
12	Сонячні колектори	10	15000	150000
13	Бак накопичувач	1	25000	25000
	Усього вартість придбання обладнання			511000
	Транспортні витрати, 5%			25550
	Монтаж, 10%			51100
	Вартість земельних робіт			75000
	Вартість проектних робіт, 20%			102200
	Усього капітальних вкладень			764850

Витрати на експлуатацію обладнання:

						Арк.
						83
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$E = \sum E_{\text{міс}} * C, \text{ грн} \quad (3.2)$$

$$E = 19138,8 * 1,68 = 32153 \text{ грн.}$$

де

$\sum E_{\text{міс}}$ – сума витрат електроенергії за рік, кВт*год

C – вартість 1 кВт*год, грн.(C = 1,4 грн)

Щомісячні витрати електроенергії:

$$E_{\text{міс}} = P_{\text{ел}} * K_{\text{дн}} * K_{\text{год}}, \text{ кВт*год} \quad (3.3)$$

де

$P_{\text{ел}}$ – ефективна потужність двигунів компресорів, кВт*год

$K_{\text{дн}}$ – кількість робочих днів в місяць, днів

$K_{\text{год}}$ – кількість робочих годин за добу, годин

Таблиця 3.6 Щомісячне споживання електроенергії

	Січень	Лютий	Березень	Квітень	Травень	Червень	Липень	Серпень	Вересень	Жовтень	Листопад	Грудень
Сонячна радіація, кВт*м ²	1,25	1,21	3,07	4,28	5,65	5,85	6,03	5,34	3,93	2,52	1,36	1,04
Кільк вироб тепла СК, кВт	8,75	8,47	21,5	30	39,6	41	42,21	37,4	27,51	17,6	9,5	7,3
Кільк вироб тепла ТН, кВт	77	77	66,4	-	-	-	-	-	-	69,3	72,2	77
Потужність двигунів ТН, кВт	17,3	17,3	12,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	15,3	16,5	17,3
Кількість робочих днів	31	28	31	30	31	30	31	31	31	31	30	31
Кількість робочих годин	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
Спожив ел/енергії, кВт	3217,8	2906,4	2325	270	279	270	279	279	279	2845,8	2970	3217,8

Арк.

84

Кількість тепла, кВт	16293,6	14716,8	16293,6	5040	5208	5040	5208	5208	5208	5208	16293,6	15768	16293,6
Сумарне вироблене тепло, кВт												126571,2	

Термін окупності системи тепlopостачання:

$$T = \frac{K+E}{3}, \text{ років} \quad (3.6)$$

$$T = \frac{764850+32153}{154202} = 10,2 \text{ років}$$

3.2. Порівняння різних систем тепlopостачання за економічними показниками.

За проведеними техніко-економічними розрахунками отримали такі економічні показники:

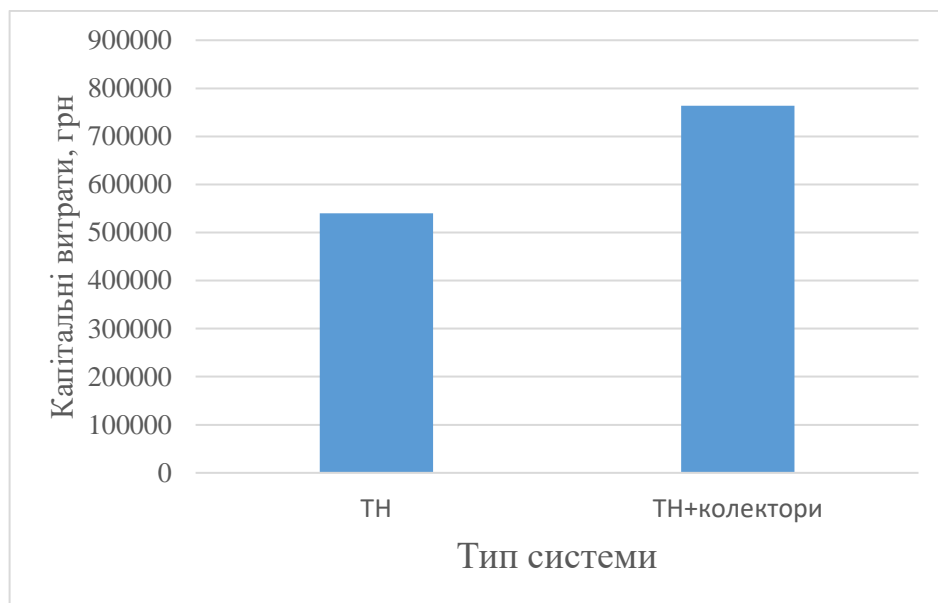


Рис. 3.5 Капітальні витрати

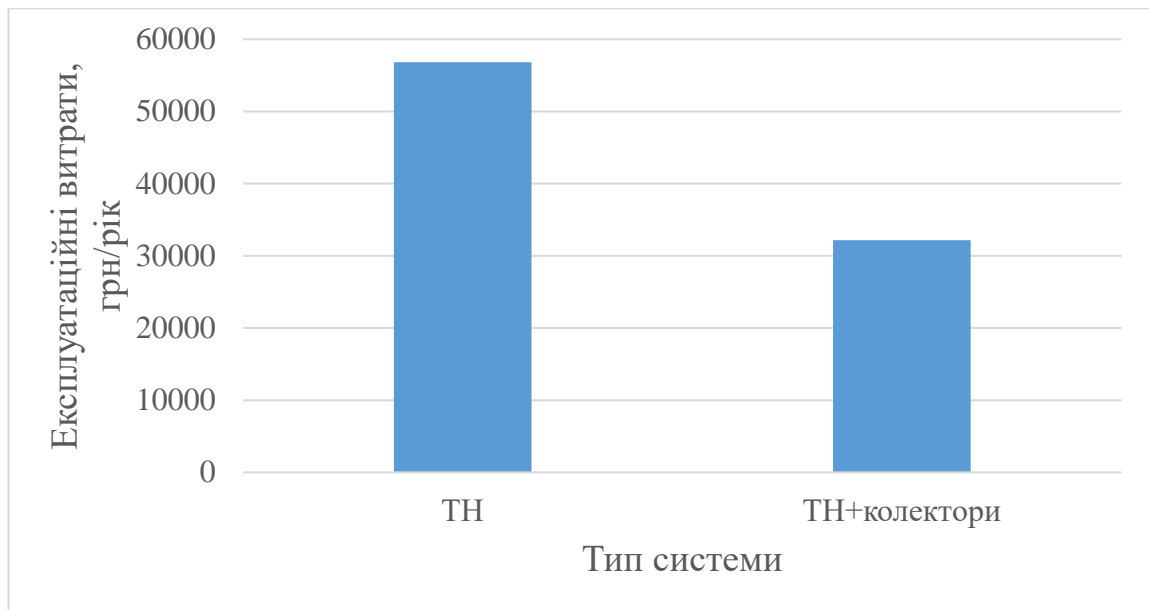


Рис. 3.6 Експлуатаційні витрати витрати

Висновок:

Тепловий насос з розрахунку обійшовся в 540050 грн, за експлуатацію щорічно треба буде сплачувати 56842 грн та окупається він за 8,9 років.

Система теплопостачання теплового насосу в комплексі з сонячними колекторами має більші капітальні витрати (764050 грн), а також більший термін окупності (10,2 років), але ця система має менші витрати на експлуатацію (32153 грн) та виходячи з цього, незважаючи на витрати, ця система є досить привабливою з боку екологічності, тому що зменшується робота компресорів теплового насосу, що забезпечує зменшенню викидів вуглекислого газу, окислів азоту та інших газів, що викликає парниковий ефект, а також за використання відновлювальних джерел енергії.

РОЗДІЛ 4. Охорона праці

Питання охорони навколишнього середовища та безпеки роботи холодильних установок є одними з найбільш актуальних під час проектування холодильного обладнання та вибору холодоагенту. Застосування традиційних холодоагентів обмежується різними нормативами, причому в усьому світі спостерігається тенденція до їхньої жорсткості. Унаслідок цього останнім часом усе частіше рекомендується використовувати альтернативні холодоагенти.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. За останні роки важливість CO₂ як холодоагенту в секторі холодильного обладнання для продовольчої торгівлі помітно зростає. Найважливіше при цьому те, що CO₂ – один з небагатьох холодоагентів для холодильних систем, які перспективні із погляду безпеки та нешкідливості для навколишнього середовища. CO₂ може використовуватися як холодоагент у холодильних системах різних типів, що працюють як у докритичних (субкритичних), так і надкритичних (транскритичних) циклах. Найчастіше субкритичний цикл застосовують за каскадною схемою холодопостачання. Як правило, у верхній гілці каскаду як холодоагент використовують R717 або R134a, а в нижній – R744 (CO₂) у діапазоні температур від –35 оС (температура кипіння) до +10 оС (температура конденсації), що відповідає тискам від 12 до 26,5 бар. Існують різні види субкритичних каскадних холодильних систем на CO₂: системи з безпосереднім кипінням, системи з насосною циркуляцією, системи на CO₂ із вторинним ропним контуром або комбінації цих систем. Транскритичні холодильні системи на CO₂ сьогодні використовуються лише в невеликих і комерційних холодильних установках із бустер-компресором на CO₂ у діапазоні температур від –35 оС (температура кипіння) до +40 оС (температура конденсації), що відповідає тискам від 12 до 90 бар. Це мобільні системи кондиціонування повітря, невеликі теплові насоси та системи холодопостачання супермаркетів. Особливість транскритичної схеми в тому, що під час її роботи

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88

не відбувається конденсації холодоагенту, завдяки чому досягається мінімальна різниця між температурою навколишнього середовища та температурою холодильного агента, що використовується для перенесення тепла в системі рекуперації. Ця властивість дає можливість збільшити кількість тепла, що рекуперується за умов збільшення температури навколишнього середовища. Низка компаній розробили та пропонують каскадні холодильні центральні на CO₂, що використовуються для систем холодопостачання супермаркетів. Поршневі напівгерметичні компресори для CO₂ як холодоагенту як для субкритичного, так і для транскритичного циклів пропонують багато виробників, зокрема, такі як Danfoss, Bitzer, GEA Bock, Dorin SpA. Мета статті – аналітичний огляд сучасних систем централізованого холодопостачання на CO₂, визначення переваг та недоліків систем холодопостачання торговельних підприємств із застосуванням CO₂ під час вибору інженерного рішення, виявлення перспективних тенденцій сучасного проектування холодильних систем торговельних підприємств. Виклад основного матеріалу дослідження. Розглянемо особливості застосування каскадних холодильних систем на CO₂ для торговельних підприємств.

Ефективність субкритичних каскадних холодильних систем на CO₂ досить висока навіть в умовах жаркого клімату. Ці системи мають досить вагомі переваги: для високотемпературної ступені потрібно дуже невелику кількість холодоагенту; різниця температур біля каскадного теплообмінника відносно низька; на високій стороні різних холодильних установок можна використовувати фреон або аміак; аміачно-вуглекислотні каскадні системи мають найвищий коефіцієнт корисної дії. На рис. 1 показано спрощену схему холодильної установки, у якій CO₂ скраплюється у випарнику первинного холодильного контура (із холодоагентами NH₃, HC (пропан, пропилен) або HCFC/HFC) і транспортується циркуляційною помпою безпосередньо у випарники системи середньотемпературного охолодження. У сучасних каскадних CO₂-ступенях передбачений додатковий LT-ресивер низького тиску, що підтримує на рівні тиск кипіння CO₂ за рахунок відкачування пари

						Арк.
						89
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

одним або декількома одноступінчастими компресорами. Компресор нагнітає пари CO₂ у каскадний охолоджувач (конденсатор) разом із газом із середньотемпературного випарника. В охолоджувачі сумарний газовий потік конденсується й потім надходить у відповідний МТ-ресивер

Розрахунковий тиск CO₂ засновано на доступності компонентів і він дорівнює 40–45 бар (що відповідає температурі +5...+10 оС). У таких каскадних системах важливо, щоб на високотемпературній стороні працював, принаймні, один компресор для забезпечення можливості запуску першого компресора на низькотемпературній стороні. У протилежному випадку компресор на низькотемпературній стороні буде вимикатися через високий тиск. така сама послідовність необхідна під час заповнення системи.

Насамперед необхідно заповнити фреоном високотемпературний контур і запустити його в роботу. Коли це буде зроблено, можна почати заправлення низькотемпературної системи діоксидом вуглецю. Потім за умов підвищення тиску CO₂ в усмоктувальній лінії запускаються низькотемпературні компресори. Транскритична бустерна холодильна система є однією з найбільш перспективних для застосування в умовах холодного та помірного клімату. Причиною цього є кілька чинників: транскритична бустерна система більш економічна в плані енергоспоживання порівняно із системами, що працюють на фреоні R404a, і в той же час вона має більш просту конструкцію. Секція високого тиску починається з компресора високого тиску LT, проходить через газоохолоджувач і закінчується клапаном регулювання високого тиску. Розрахунковий тиск у цій секції, як правило, становить від 90 до 120 бар. Секція середнього тиску починається від розширювального клапана високого тиску, де потік розділяється на газ і рідину в ресивері. Газоподібна фаза відводиться в усмоктувальну лінію компресора високого тиску МТ через байпасний клапан. Рідка фаза подається до розширювальних клапанів, де відбувається її розширення перед подачею в низькотемпературний і середньотемпературний випарники.

						Арк.
						90
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Газ із низькотемпературного випарника стискується в низькотемпературному компресорі та змішується з газами, що надходять із середньотемпературного випарника та байпасної лінії. Звідси газ подається в усмоктувальну лінію компресора високого тиску та заповнює контур. Розрахунковий тиск у середньотемпературній секції звичайно становить 40–45 бар, а в низькотемпературній – 20–35 бар. При цьому спостерігається тенденція проектувати середньотемпературну та низькотемпературну секції на однаковий тиск. Тиск у ресивері регулюється клапаном із кроковим двигуном. Він повинен бути вище величини тиску, за якого відбувається випарування в середьотемпературних випарниках, для забезпечення різниці тиску на середьотемпературному розширювальному клапані.

З іншого боку, цей тиск повинен бути нижче розрахункового тиску. Після розширення під високим тиском відбувається поділ газу та рідини, при цьому газ відводиться безпосередньо на усмоктувальну сторону компресора, а рідка фаза розподіляється по випарниках. Описаний процес дає можливість використовувати стандартні компоненти холодильної системи, що працюють під тиском. За транскритичних умов тиск є функцією температури на виході з газоохолоджувача. Метою регулювання є одержання максимального холодильного коефіцієнта COP за цієї певної температури.

Робота вентиляторів газоохолоджувача регулюється за температурою CO₂ на виході з газоохолоджувача. Якщо фактична температура нижче заданого значення, то швидкість обертання вентиляторів зменшується. Якщо всі компресори зупинені, то вентилятори не обертаються. У традиційних системах тиск часто є регулюючим параметром (зі зменшенням тиску конденсації підвищується продуктивність системи), але для транскритичних систем у холодний період це може сприяти збільшенню переохолодження та привести до сильного зниження тиску в ресивері. У результаті цього перепад тиску може бути недостатній для нормальної роботи розширювального клапана. 192 Загальною проблемою, як для субкритичних систем, так і для транскритичних є підвищення тиску під час простою системи. Для вирішення

						Арк.
						91
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

цієї проблеми існує кілька способів: для підтримання тиску в холодильній установці на прийнятному рівні можна використовувати додаткову невелику холодильну машину; установити в системі розширювальну посудину, достатню для компенсації підвищення тиску в системі під час простою; проектувати систему таким чином, щоб вона могла витримувати тиск простою (тиск насичених пар за кімнатної температури) близько 80 бар.

Як показує практика, оптимальним рішенням для холодильних установок є використання невеликої холодильної установки для охолодження рідкого CO₂. Важливу роль під час вибору системи холодопостачання та холодильного агента для торговельного підприємства, що проектується, відіграють первісні та експлуатаційні витрати. Більшу частину експлуатаційних витрат становить споживання електроенергії. Як відомо, для виробництва холоду в харчовій промисловості споживається значна кількість електроенергії.

Категорія приміщень установок та спеціальні вимоги

1. Категорія приміщень фреонових установок (машинні відділення, холодильні камери) за вибуховою, вибухопожежною та пожежною небезпекою, за ступенем небезпеки ураження електричним струмом повинен відповідати СНіП 2.09.08-85 і вимогам ПУЕ. За вибухонебезпечності приміщення з фреоновими установками відносяться до невибухонебезпечним. За пожежонебезпечності все приміщення фреонових установок відносяться до категорії Д, за винятком холодильних камер з температурою понад 10 ° С, що відносяться до категорії В. За ступенем небезпеки ураження електричним струмом холодильні камери та машинні відділення фреонових установок відносяться до категорії приміщень з підвищеною небезпекою. При розміщенні холодильних установок в технологічних цехах з підвищеною вологістю ступінь захисту електрообладнання приймати по ГОСТ 14254-80"Електрообладнання напругою до 1000 В. Оболонки. Ступінь захисту. Позначення. Методи випробувань ".

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		92

2. Електроустановки фреонових холодильних систем повинні відповідати "Правилам улаштування електроустановок" (ПУЕ), "Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів" і "Правилами техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачів" (ПТЕ і ПТБ)

3. Холодильні камери з температурою 0 ° С і нижче повинні бути обладнані системою светозвукової сигналізації "людина в камері", сигнал від якої повинен надходити в приміщення з постійним чергуванням персоналу.

4. Для екстреного відключення електроживлення всього устаткування (крім аварійної вентиляції та освітлення) неагрегатированих холодильних установок (компресори, насоси, вентилятори та ін.) У одного з виходів з машинного відділення повинна бути змонтована кнопка (червоного кольору) загального аварійного відключення.

Організаційні заходи

1. Адміністрація підприємства зобов'язана забезпечити холодильні установки необхідним штатом обслуговуючого персоналу, керуючись затвердженим на підприємстві штатного розпису, "Єдиного тарифнокваліфікаційного довідника робіт і професій робітників" Держкомітету СРСР по праці та соціальних питань і в повній відповідності з діючими "Нормативами чисельності робочих холодильних установок", або укласти договір зі спеціалізованою організацією на комплексне технічне обслуговування автоматизованих холодильних установок

2. До обслуговування холодильних установок допускаються особи не молодше 18 років, що пройшли медичний огляд і мають свідоцтво про закінчення спеціального навчального закладу або курсів по експлуатації холодильних установок — для машиністів, по автоматизації холодильних установок — для слюсарів, по контрольно-вимірювальних приладів та автоматики, по експлуатації і автоматизації холодильних установок — для електромеханіків. До самостійного обслуговування холодильних установок машиніст і електромеханік можуть бути допущені тільки після проходження

						Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		93

стажування протягом 1 міс і відповідної перевірки знань. Допуск до самостійної роботи здійснюється розпорядженням по підприємству.

3. На кожному підприємстві відповідно до діючого положення про організацію роботи з охорони праці повинні бути розроблені і затверджені головним інженером (головним спеціалістом) інструкції по експлуатації (обслуговування) холодильного обладнання з урахуванням заходів з охорони праці. Інструкції повинні бути затверджені профспілковим комітетом підприємства і доведені до обслуговуючого персоналу (під розписку).

4. На кожному підприємстві наказом повинні бути призначені: особа, відповідальна за справний стан, правильну і безпечну експлуатацію холодильних установок, і особа, відповідальна за реєстрацію холодильних апаратів (судин), нагляд за ними і їх технічний огляд.

5. Адміністрація підприємства зобов'язана проводити відповідно до ГОСТ 12.0.004-79 навчання робітників, інженерно-технічних працівників і службовців безпеки праці, а також здійснювати контроль за своєчасністю і якістю навчання працюючих. Загальне керівництво і організація навчання в цілому по підприємству покладаються на керівника підприємства, а в підрозділах - на керівника підрозділу

6. Періодична перевірка знань обслуговуючого персоналу з технічного обслуговування холодильної фреонової установки, техніці безпеки, інструкцій з експлуатації обладнання та охорони праці, практичних дій з надання долікарської допомоги повинна проводитися не рідше одного разу на рік комісією, що складається з фахівців по холодильній техніці, електротехніці і техніці безпеки . Склад комісії затверджується керівництвом підприємства. Результати перевірки заносяться в журнал, а також в посвідчення і підписуються членами комісії

						Арк.
						94
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

1. Цикл теплонасосної системи на CO₂ є дуже гнучким та дозволяє дуже широкий спектр застосувань, як для обігріву і гарячого водопостачання, так і для охолодження і процесів сушіння.

2. Використання кількох газоохолоджувачів дозволяє знизити втрати при дроселюванні при роботі теплового насосу а також розділити навантаження на систему опалення, гарячого водопостачання та сушіння. При різних режимах роботи можливе гнучке регулювання продуктивності 95/5% ГВП/сушіння, та 45/55% - коли потреба в гарячому водопостачанні здоволена.

3. Тиск газоохолоджувача значною мірою впливає на ефективність системи. Так при збільшенні тиску від 80 до 95 бар відбувається поступове збільшення COP, але потім воно різко падає оскільки ефективність компресору який не розрахований на такий робочий тиск газоохолоджувача знижується.

4. Нагрівальна вода для процесу сушіння в деяких випадках може бути обмежена видом одягового матеріалу, який слід висушити. Це в свою чергу призводить до нагрівання сушильного повітря при низькій температурі, щоб уникнути усадки полотна. Вплив цього враховується для тієї ж теплової потужності, що подається тепловим насосом при одній і тій же роботі. Температура на виході води в газовому холодильнику встановлюється на рівні 40 ° C для однакового діапазону тиску газового охолоджувача та комбінацій температур. З результатів видно, що для того, щоб вода як тепловідвід міг розмістити потенційну нагрівальну здатність від газового охолоджувача теплового насоса, його робочі параметри повинні змінюватися. Тому результати показують, що для досягнення нижчої температури виходу води з газового охолоджувача витрата води повинна бути збільшена.

5. Тепловий насос з розрахунку обійшовся в 540050 грн, за експлуатацію щорічно треба буде сплачувати 56842 грн та окупається він за 8,9 років.

Система теплопостачання теплового насосу в комплексі з сонячними колекторами має більші капітальні витрати (764050 грн), а також більший термін окупності (10,2 років), але ця система має менші витрати на

						Арк.
						95
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

експлуатацію (32153 грн) та виходячи з цього, незважаючи на витрати, ця система є досить привабливою з боку екологічності, тому що зменшується робота компресорів теплового насосу, що забезпечує зменшенню викидів вуглекислого газу, окислів азоту та інших газів, що викликає парниковий ефект, а також за використання відновлювальних джерел енергії.

										Арк.
										96
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Список використаних джерел інформації

1. Елистратов С.Л. Передовые схемные решения теплонасосных установок / С. Л. Елистратов, В. Е. Накоряков // Известия Вузов. Серия: Проблемы энергетики.- 2007.- № 11-12. - С.64-75.
2. Дубинин А.Б., Андриющенко А.И., Осипов В.Н. Эксергетический метод исследований как основа совершенствования теплоэнергетических установок // Вестн. Саратов. ГТУ. - 2004. - N 3(4). - С.31-44.
3. Дьяченко Ю.В. Исследование термодинамических циклов воздушно-холодильных машин: монография/ Ю.В. Дьяченко - Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2006. -404с..
4. Nakoryakov V. E. Peculiarities of Bubble Spheroid Evaporation / V. E. Nakoryakov and S. L. Elistratov // Journal of Engineering Thermophysics. - 2009. Vol.18, № 2 . - P . 183-186.
5. Nakoryakov V. E. A Method of Evaluating heat Transfer during Nonisothermal Absorption /V. E. Nakoryakov and S. L. Elistratov // Thermal Engineering. - 2009. - Vol. 56, №3. - P. 210-213.
6. Karl Stephan. Heat Transfer in Condensation and Boiling. - Berlin: Springer-Verlag,1992. - p. 325
7. R. Radermacher, Y.Hwang. Vapor Compression Heat Pumps with Refrigerant Mixtures. - New York: Taylor and Francis Group, 2005. - p. 307
8. J. Stene. Residential CO2 Heat Pump System for Combined Space Heating and Hot Water Heating. // International Journal of Refrigeration, 2005,Vol.28. - P. 1259-1265
9. Эффективность использования тепловых насосов в централизованных системах теплоснабжения / Фролов В.П., Щербаков С.Н., Фролов М.В., Шелгинский А.Я. // Новости теплоснабжения. - 2004. - N 7(47). - С.34-39.

						Арк.
						97
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10. Эксергетические расчеты технических систем: Справ, пособие / Бродянский В.М., Верхивер Г.П., Карчев Я.Я. и др.; Ин-т техн. Теплофизики АН УССР. - Киев: Наук, думка, 1991. - 360 с.

11. Эксергетический анализ новых котельных технологий в составе энергоблоков ТЭС / Ноздренко Г.В., Щинников П.А., Серант Ф.А. и др. // Теплофизика и аэромеханика. - 2009. - Т. 16, N 2. - С.33 1-340.

12. Шаргут Я., Петела Р. Эксергия /Пер. с польск. под. ред. В.М. Бродянского .-М.: Энергия, 1968. - 280с

13. Хейвуд Р.В. Анализ циклов в технической термодинамике / Пер. с англ. - М.: Энергия, 1979. - 280 с.

14. Теплообменные аппараты холодильных установок /Под ред. Г.Н. Даниловой — Л.: Машиностроение , 1986. — 303с.

15. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин, тепловых насосов и термотрансформаторов. ЧЛ. Расчет циклов, термодинамических и теплофизических свойств рабочих веществ / Тимофеевский Л.С., Пекарев В.И., Бухарин Н.Н. и др. - СПб.: СПбГУНиПТ, 2006. - 260 с.

16. Тепловые насосы и тепловые цеолитовые насосы. Теория, физические основы, применение, разновидности // С.О.К. - 2003. - N 12. - С.44-48, 50.

17. Тепловые насосы в жилых помещениях/ Briganti A. // АВОК. - 2001. - N 5. - С.24-26, 28, 31, 32; N 6. - С.32-36.

18. Теплонасосные установки и новые возможности для строительства /Reich D., Козлов С. // Строит, инженерия. - 2005. - N 9. - С.13-16.

						Арк.
						98
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		