

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



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему: Дослідження та розробка системи охолодження, опалення та гарячого водопостачання на базі повітряного теплового насосу для розміщення переселенців у типовому житловому будинку площею 160 м² у м. Чорноморськ

Здобувача Воробйов Т.А.

2 курсу ХМ-161МН групи

Керівники к.т.н., доц., Когут В.О.

к.т.н., доц. Трандафілов В.В.

Консультанти: д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

д.е.н, проф. Басюркіна Н.Й.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 31.05.2024 р. протокол № 12

Завідувач кафедри ХУКП Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2024 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет	Низькотемпературної техніки та інженерної механіки
Кафедра	Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти	Магістр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма	Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

«20» листопада 2023 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Воробйов Тимур Артемович

1. Тема роботи Дослідження та розробка системи охолодження, опалення та гарячого водопостачання на базі повітряного теплового насосу для розміщення переселенців у типовому житловому будинку площею 160 м² у м. Чорноморськ

Затверджена наказом ОНТУ від 31.10.2022 р. наказ № 784-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 31.05.2024 р.

3. Вихідні дані роботи

Повітряний тепловий насос, який працює на R134a, R417a, R407C, R427A, R404a, R410A, розташований у м. Чорноморськ. Температура навколишнього середовища +33°C. Середнє навантаження на систему в режимі кондиціонування становить 18 кВт.

Для розрахунку були прийняті наступні вихідні дані із розрахунку на 1 сім'ю:

Температура гарячої води системи ГВП $t_r = 60^\circ\text{C}$; Система опалення $t_{оп} = 35^\circ\text{C}$.

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Реферат, Вступ, Розділ 1 Теоретична частина

Розділ 2 Аналітична частина

Розділ 3 Економічна частина

Розділ 4 Охорона праці.

Висновок. Список використаних джерел інформації.

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 прийняв
Економічна частина	д.е.н, проф. Басюркіна Н.Й.	10.05.2024	17.05.2024
Охорона праці	д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.	17.05.2024	22.05.2024

7. Дата видачі завдання 20.11.2023 р.

Керівники _____ Когут В.О.

_____ Трандафілов В.В.

Завдання прийняв до виконання _____ Воробйов Т.А.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	30.05-31.05.2024	виконано
2	Вступ	20.11-20.12.2024	виконано
3	Розділ 1. Теоретична частина	10.01-25.01.2024	виконано
4	Розділ 2. Аналітична частина	26.01-20.02.2024	виконано
5	Розділ 3. Економічна частина	10.05-17.05.2024	виконано
6	Розділ 4. Охорона праці	17.05-22.05.2024	виконано
7	Висновок	22.05-23.05.2024	виконано
8	Список використаних джерел інформації	17.05-22.05.2024	виконано
9	Підготовка презентації та доповіді	22.05-26.05.2024	виконано
10	Відгук керівників, рецензування, підготовка до захисту кваліфікаційної роботи	27.05-01.06.2024	виконано

Здобувач-дипломник _____ Воробйов Т.А.

Керівники роботи _____ Когут В.О.

_____ Трандафілов В.В.

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

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

Здобувач-дипломник Воробйов Тимур Артемович

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота складається з: 105 сторінки тексту, 27 рисунків, 19 таблиць, 32 посилання на літературні джерела. В даній науково-дослідній роботі проведено дослідження та розробку системи охолодження, опалення та гарячого водопостачання на базі повітряного теплового насосу для розміщення переселенців у типовому житловому будинку площею 160 м² у м. Чорноморськ Одеської області.

Було проаналізовано сім різних видів схемних рішень теплових насосів. Результати розрахунків показали, що для високотемпературного теплового насоса використання R134a в якості холодоагенту є найефективнішим через його найвищий η_r та найнижчий тиск при температурі конденсації 65°C. R407C був обраний для низькотемпературного теплового насоса за його найвищого η_r . При використанні для систем опалення при температурі 35-37°C.

Використання двоступеневого теплового насоса, для вироблення гарячої води приводить до меншого споживання електроенергії (до 23%), ніж одноступеневим тепловим насосом. Гаряча вода попередньо нагрівається в НТ баці HS1, і, нарешті, знову нагрівається в резервуарі HS2, де також нагрівається рециркуляційна гаряча вода. Обидва теплові насоси можуть працювати окремо.

Споживання електроенергії в двоступеневому тепловому насосі на 12% менше, ніж в каскадній системі, Оптимальна температура конденсації теплового насоса (ТН) виявилася 35-37°C. Система 7 дає можливість виробляти всю кількість гарячої води з високим значенням COP.

Тепловий насос з розрахунку обійдеться в 1500000 грн, за експлуатацію щорічно треба буде сплачувати від 5204 грн до 16352 грн в залежності від обраного схемного рішення та окупається він до 7 років.

Ключові слова: тепловий насос – охолодження – опалення – ГВП – COP

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						4
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

ABSTRACT

The qualification work consists of: 105 pages of text, 27 figures, 19 tables, 32 references to literary sources. In this research work, the research and development of a cooling, heating and hot water supply system based on an air source heat pump for accommodating migrants in a typical residential building of 160 m² in Chornomorsk city, Odesa region.

Seven different types of heat pump schemes were analysed. The calculations showed that for the high-temperature heat pump, the use of R134a as a refrigerant is the most efficient due to its highest η_r and lowest pressure at a condensing temperature of 65°C. R407C was chosen for the low-temperature heat pump because of its highest η_r . When used for heating systems at a temperature of 35-37°C.

The use of a two-stage heat pump for hot water production results in lower energy consumption (up to 23%) than with a single-stage heat pump. The hot water is preheated in the HT tank HS1 and finally heated again in the HS2 tank, where the recirculation hot water is also heated. Both heat pumps can be operated separately.

Electricity consumption in the two-stage heat pump is 12% less than in the cascade system, and the optimum condensation temperature of the heat pump TN was 35-37°C. System 7 makes it possible to produce the entire amount of hot water with a high COP value.

The heat pump is estimated to cost UAH 1500,000, with annual operating costs ranging from UAH 5204 to UAH 16352, depending on the chosen scheme, and pays for itself within 7 years.

Key words: heat pump – cooling – heating – domestic hot water production – COP

					<i>KPM.XYKII.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						5
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ.....	4
ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1. Теоретична частина.....	11
1.1. Теплові насоси в системі електрифікації опалення: переваги та обмеження.....	11
1.2. Принципи роботи та ефективність теплових насосів.....	15
1.3. Погляд на електрифікацію тепла в Україні	17
1.4. Роль користувачів у переході до низьковуглецевих енергетичних систем	21
1.5. Підвищення ефективності теплових насосів за допомогою сонячної енергії	25
1.6. Розробка технології frost-free для теплообмінника зовнішнього повітря.....	28
РОЗДІЛ 2. Аналітична частина.....	35
2.1. Аналіз застосованих робочих речовин.....	35
2.2. Переваги і недоліки використання синтетичних холодоагентів.....	37
2.3. Особливості використання альтернативних холодоагентів.....	39
2.4. Тепловий розрахунок.....	44
2.5. Аналіз схемних рішень теплового насосу	50
2.6. Аналіз енергоефективності систем опалення на базі парокомпресійного ТН.....	59
РОЗДІЛ 3. Економічна частина.....	77
3.1. Організаційно-економічне обґрунтування проєкту	77
3.2. Розрахунок економічних показників системи теплопостачання	88
3.3. Порівняння різних систем теплопостачання за економічними показниками.....	91
РОЗДІЛ 4. Охорона праці.....	93
ВИСНОВКИ.....	101
Список використаних джерел інформації	103

						<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>		
<i>Змн.</i>								
<i>Розроб.</i>	<i>Воробйов Т.А.</i>				<i>Дослідження та розробка системи охолодження, опалення та гарячого водопостачання на базі повітряного теплового насосу для розміщення переселенців у типовому житловому будинку площею 160 м² у м. Чорноморськ</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>	<i>Трандафілов В.В</i>					6	105	
<i>Н. Контр.</i>	<i>Козут В.О.</i>					<i>ОНТУ Гр. ХМ-161МН</i>		
<i>Затверд.</i>								

ВСТУП

Актуальність теми.

Актуальність теми дослідження та розробки теплового насосу для будівлі переселенців у місті Чорноморськ посилюється необхідністю електрифікації теплових систем як альтернативи сталим типам опалення. З урахуванням сучасних тенденцій до зменшення використання вугільних та газових джерел енергії з метою зменшення викидів CO₂ та забезпечення сталості довкілля, електрифікація тепла стає стратегічним напрямком для подальшого розвитку енергетичного сектору.

Використання теплового насосу, що використовує електроенергію для видобуття тепла з навколишнього середовища, є ефективним і екологічно чистим рішенням. Заміна сталих типів опалення енергоефективними тепловими насосами сприятиме зменшенню викидів шкідливих речовин, покращенню енергоефективності та зменшенню витрат енергії для опалення будівель.

Такий підхід відповідає сучасним стандартам сталого розвитку та відповідає вимогам енергетичної ефективності, що робить тему розробки теплового насосу в контексті електрифікації тепла особливо актуальною і перспективною для подальшого впровадження.

Теоретична цінність.

Теоретична цінність теми "Розробка теплового насосу для будівлі переселенців у місті Чорноморськ" полягає в глибокому аналізі технічних аспектів теплових насосів та їхнього потенціалу для забезпечення оптимальних умов опалення в умовах переселенських об'єктів. По-перше, дослідження теплових насосів дозволить розкрити принципи їх роботи,

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						7
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

ефективність та можливості використання для забезпечення необхідного рівня тепла в будівлях.

По-друге, теоретичне обґрунтування вибору теплового насосу для переселенських об'єктів сприятиме розумінню його енергоефективності та екологічної безпеки, а також впливу на зниження витрат енергії та викидів CO₂. Це важливо в контексті сучасних вимог до сталого розвитку та енергоефективності.

По-третє, теоретичні основи розробки теплового насосу для переселенських будівель можуть служити основою для подальших досліджень та інновацій у галузі енергетичних технологій, сприяючи покращенню якості життя переселенців та ефективному використанню ресурсів.

Методи дослідження

Дослідження теми "Розробка теплового насосу для будівлі переселенців у місті Чорноморськ" включає методи для глибокого розуміння та оптимізації теплового насосу.

1. Теоретичний аналіз:

- Розгляд теоретичних основ теплових насосів, їх принципи роботи та типи.
- Вивчення теплотехнічних процесів та теплових режимів, що можуть бути використані для опалення будівель.

2. Моделювання:

- Розробка математичної моделі теплового насосу для прогнозування його роботи в різних умовах.

3. Статистичний аналіз даних:

- Визначення факторів, які впливають на ефективність та надійність теплового насосу.

4. Економічний аналіз:

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						8
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

- Оцінка економічної вигідності та витрат на впровадження теплового насосу для переселенців у порівнянні з іншими системами опалення.

Мета роботи та задачі дослідження.

Мета роботи: Метою дослідження є розробка та вдосконалення теплового насосу для ефективного опалення будівель, призначених для переселенців у місті Чорноморськ. Головною метою є створення енергоефективної та екологічно чистої системи опалення, яка враховує особливості та потреби цільової аудиторії, забезпечуючи комфорт та сталість умов проживання.

Задачі дослідження:

1. Технічний аналіз існуючих теплових насосів:

- Огляд та аналіз існуючих технологій теплових насосів.
- Визначення переваг та обмежень різних типів теплових насосів.

2. Розробка концепції теплового насосу для переселенців:

- Визначення технічних вимог та функціональних характеристик для задоволення потреб цільової аудиторії.
- Розробка концепції, яка враховує особливості будівель та умов експлуатації.

3. Технічне моделювання та оптимізація:

- Використання математичних моделей для технічного моделювання роботи теплового насосу.
- Оптимізація параметрів системи для досягнення максимальної ефективності.

4. Економічний аналіз:

- Оцінка вартості розробки та впровадження теплового насосу для переселенців.
- Розрахунок економічної вигідності порівняно з іншими системами опалення.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						9
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

5. Екологічний аналіз:

- Порівняння екологічних показників з іншими енергетичними джерелами.

Предмет дослідження

Предметом дослідження є тепловий насос, спроектований та призначений для опалення будівель, призначених для переселенців у місті Чорноморськ. Дослідження охоплює різні аспекти цього технічного пристрою та його вплив на ефективність опалення, енергоефективність та взаємодію зі специфічними умовами житла переселенців.

Аспекти предмету дослідження включають:

1. Технічні характеристики теплового насосу:

- Типи теплових насосів.

2. Енергоефективність:

- Коефіцієнт продуктивності (COP).
- Вартість та витрати енергії.

3. Адаптація до специфічних умов:

- Врахування особливостей будівель для переселенців.
- Робота в умовах, характерних для міста Чорноморськ.

4. Економічний аспект:

- Вартість розробки та впровадження.
- Економічна вигода для кінцевого користувача та інвесторів.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						10
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

РОЗДІЛ 1. Теоретична частина

1.1 Теплові насоси в системі електрифікації опалення: переваги та обмеження.

Енергоефективність і відновлювані джерела енергії мають першорядне значення в стратегії сталого зростання Європейського Союзу (ЄС). Амбіції щодо низьковуглецевої економіки та конкурентоспроможних безпечних енергетичних систем були схвалені та посилені в [1].

Схема торгівлі викидами ЄС (ETS) спрямована на скорочення викидів у виробництві електроенергії та великій промисловості. Однак приблизно 40% кінцевих викидів вуглекислого газу [2] і 40% загального споживання енергії припадає на будівлі [3], які не охоплюються ETS.

Щоб досягти цілей щодо скорочення викидів вуглекислого газу та інших парникових газів, опалення має бути суттєво декарбонізовано. Транспортний і житловий сектори складаються з багатьох дрібних споживачів енергії. Це робить здійснення змін у цих секторах особливо складним, оскільки кожен споживач враховує свої індивідуальні потреби в енергоефективності та транспорті. У цій роботі ми зосередимося на електрифікації опалення будинку.

Для того щоб електрифікувати тепло є два варіанти: традиційне пряме електричне опалення, або опалення за допомогою теплового насосу. Варто враховувати ефективність теплових насосів у порівнянні з прямим електричним нагріванням, а також менші викиди вуглецю, що роблять теплові насоси більш привабливими.

Теплові насоси – це системи рекуперації енергії, що використовують в циклі своєї роботи деяку кількість відновлюваної енергії: аеротермальну, геотермальну або гідротермальну. Електроенергія використовується для передачі енергії з вищою температурою, з ґрунту чи повітря, до контурів опалення та гарячого водопостачання.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						11
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Існує багато типів теплових насосів: «повітря – вода», «вода – вода», «розсіл – вода», «відпрацьоване повітря – вода», «повітря – повітря», «вода – повітря», «розсіл – повітря», відпрацьоване повітря з контуром розсолу (Таблиця 1.1).

Табл. 1.1. – Види теплових насосів.

Сполучення	Тепловідвід	Теплоносій
Повітря - вода	Повітря	Вода
Повітря - повітря	Повітря	Повітря
Вода - вода	Вода	Вода
Вода - повітря	Вода	Повітря
Розсіл - вода	Розсіл	Вода
Розсіл - повітря	Розсіл	Повітря
Відпрацьоване повітря - вода	Відпрацьоване повітря	Вода
Відпрацьоване повітря - розсіл	Відпрацьоване повітря	Розсіл

Також існує значна кількість варіантів гібридних систем, де теплові насоси доповнюють існуючі (викопні) системи опалення, або доповнюють інші системи відновлюваних джерел, наприклад ASHP фотоелектричного типу витягують енергію із зовнішнього повітря.

Системи «повітря – вода» використовують гідронічну системи для розподілу тепла через настінні радіатори або труби під підлогою. Теплові насоси «повітря – повітря» розподіляють теплову енергію в будівлі через канали.

Ґрунтові (геотермальні) теплові насоси (GSHP) пропонують меншу варіативність у своїй продуктивності, однак виграють від менш мінливої, помірної підземної температури. Різні типи GSHP включають середню глибину (2-3 м по вертикалі) і звичайну (до 1 м по горизонталі). Однак, вимоги щодо площі землі роблять GSHP непридатними для модернізації в урбаністичних та міських районах.

Підземні (гідротермальні) системи беруть воду із свердловини або поверхневих вод. Тіло води використовується як тепловідвід для

охолодження влітку та джерело тепла для обігріву взимку. Відносно стабільна температура ґрунтових вод дозволяє системам досягати вищих COP, ніж ASHP.

Однак географічне розташування відповідних водойм, труднощі в оцінці потенційної теплопередачі по відношенню до водних потоків і можливі проблеми просідання з пробуреними свердловинами спричиняють обмеження для міського використання.

Аеро-, гео- та гідротермальна енергія визнані відновлюваними джерелами енергії, але продуктивність систем теплових насосів повинна бути оцінена, щоб переконатися, що вони відповідають визначенням директив щодо відновлюваних джерел енергії.

Продуктивність теплового насосу залежить від навколишніх умов, нюансів установки та характеристик будівлі. З цієї причини їх продуктивність у реальному житті та в лабораторних умовах, що зазначені в технічних паспортах виробника, можуть відрізнятись.

Повітряні теплові насоси (ASHP) є найпоширенішою формою теплового насоса в Європі. Вимоги по вільній площі для монтажу Повітряного теплового насосу значно менші, ніж для геотермального теплового насоса. Очікується, що ASHP відіграватимуть значну роль, оскільки опалення будинків буде електрифіковано, зокрема через схеми модернізації старих будинків у міських районах.

Проте, на відміну від газових котлів, робота ASHP може вимагати високих капітальних витрат на модернізацію існуючих водяних систем опалення.

ASHP можуть працювати в житлових приміщеннях з високою щільністю, де встановлення наземних теплових насосів було б недоцільним, тому пропонує відчутний потенціал для схем модернізації.

Однак відкрите розташування зовнішнього блоку має свої мінуси, це створює ризик замерзання, особливо у вологому або холодному кліматі. Цей

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						13
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

ризик можна зменшити, якщо розмістити ASHP у захищеній або сонячній зоні.

Тому, щоб забезпечити досягнення очікуваних скорочень викидів вуглецю потрібне ретельне управління переходом опалення. Багато досліджень теплових насосів зосереджені на промисловому застосуванні, тому залишається необхідність у подальших дослідженнях використання ASHP, особливо в модернізованих домашніх умовах.

Гранти та схеми стимулювання можуть бути використані для заохочення впровадження низьковуглецевих технологій. Як приклад – у Великобританії стимулювання відновлюваного тепла заохочує впровадження технологій відновлюваного тепла. У Європі, з 2014 р. по 2018 р. продажі теплових насосів зросли з 7,5 млн. од. до 11,8 млн. од..

Повітряні теплові насоси рекламуються як приваблива альтернатива для споживачів щоб змінити системи опалення на викопному паливі. Вони рекламуються як системи з низьким рівнем обслуговування, що пропонують нижчі витрати, сприяють зниженню викидів вуглецю та покращують якість повітря.

Перехід на відновлювані джерела тепла обов'язково збільшить попит на електроенергію для живлення теплових насосів. Тому дуже важливо розуміти їх експлуатаційні характеристики. Перехід до теплового насосу в питанні опалення будинку зменшить попит на невідновлювані джерела енергії (RES), (вугілля / ядерне паливо), тим самим покращуючи енергетичну безпеку.

Однак, якщо електроенергія, яка використовується для приводу теплових насосів надходить з відновлюваних джерел енергії – це має свої додаткові переваги. Така передача також створить робочі місця в ЄС у будівництві та відповідних продуктах та послугах для реагування на попит.

Теплові насоси відкривають широкий вибір можливостей для електрифікації систем опалення. Порівняно з традиційним прямим електричним опаленням, вони пропонують більш ефективний спосіб

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						14
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

перенесення тепла, а також менші викиди вуглецю, що робить їх привабливою альтернативою.

Різноманітність типів та джерел теплових насосів (від повітряних до геотермальних) відкриває можливості для вибору оптимальних систем з урахуванням географічних особливостей та умов встановлення. Гібридні системи та різні варіанти комбінування теплових насосів з існуючими системами дозволяють зробити опалення більш ефективним та сталим.

Однак, важливо враховувати особливості кожного типу теплового насосу: від вимог до вільної площі для монтажу до потенційних проблем, таких як ризик замерзання в холодних умовах. Гранти та стимули можуть значно сприяти впровадженню цих технологій, але важливо проводити подальші дослідження, щоб максимізувати їхній потенціал у міських умовах та домашніх системах.

Електрифікація опалення за допомогою теплових насосів може бути ключовим етапом у зменшенні використання невідновлюваних джерел енергії та покращенні енергетичної безпеки, особливо якщо електроенергія для них надходить з відновлюваних джерел.

1.2 Принципи роботи та ефективність теплових насосів.

Тепловий насос визначають як пристрій, що переміщує тепло з області з низькою температурою в область з вищою температурою, тепловий двигун, що працює у зворотному напрямку.

Це досягається тим, що електроенергія використовується для перекачування невеликої кількості рідини (холодоагенту) через систему що передає теплову енергію.

Теплові насоси можна використовувати для підігріву води, опалення та охолодження приміщень.

На Мал. 1.1 показано як тепловий насос поглинає тепло зовнішнього середовища та використовує електроенергію з мережі для передачі теплової

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						15
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

У дослідженні за період з 2008 по 2018 роки, яке використовується в [4], створені синтетичні національні часові ряди для попиту на тепло та коефіцієнта продуктивності (COP) для 16 країн Європи. Ефективність COP зменшується зі збільшенням різниці температур для різних джерел тепла (вода (W), газ (G) і повітря (A)). Ширший температурний розрив веде до зниження ефективності теплового насоса.

Сезонна ефективність теплового насоса враховує, наскільки добре працює вся система протягом певного періоду часу. Це середньозважене значення COP за повний опалювальний сезон (тобто ефективність теплового насоса за стандартних умов експлуатації, зважена за кількістю днів, коли насос експлуатується) на визначеній межі системи опалення.

Отриманим показником є SCOP – сезонний коефіцієнт продуктивності, або сезонний коефіцієнт ефективності (SFP). Це дає змогу визначити значущу енергетичну марку для екодизайну.

Теплові насоси, працюючи у зворотному напрямку, використовують мінімум електроенергії для передачі тепла з низької температури до вищої. Ці пристрої знаходять широке застосування в підігріві води та опаленні приміщень.

Аналіз ефективності показує, що їхній робочий обсяг залежить від багатьох факторів, включаючи тип джерела тепла та температурні відмінності. Сезонний коефіцієнт продуктивності (SCOP) є важливим індикатором для оцінки їхньої роботи протягом опалювального сезону.

1.3 Погляд на електрифікацію тепла в Україні

Дослідження або пряме залучення користувачів до інноваційних проектів можуть бути мотивовані різними міркуваннями. Коли пропонується новий продукт або послуга, очевидно, важливо оцінити, чи матиме він ринок, чи можна сегментувати споживачів у різні групи та яку ціну ці групи готові заплатити.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						17
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Зазвичай це завдання відділів маркетингу або консультантів розглянути такі питання, які також можуть включати бажаність різних характеристик продукту. Існує давня традиція таких маркетингових досліджень, де методи зазвичай включають анкетування та фокус-групи.

Користувачі також можуть відігравати безпосередню роль в інноваційному процесі, тестуючи прототипи або надаючи ідеї розробникам продуктів. Як підкреслюється в різних напрямках літератури, користувачі ніколи не були пасивними одержувачами нових технологій, а сприяли їх розвитку через «навчання на практиці» та «навчання шляхом використання», «навчання шляхом взаємодії», що забезпечує більш кваліфікований зворотний зв'язок щодо вимог користувачів, ніж ринкові операції та процеси приручення.

Для прогнозування реакції ринку України на проведення електрифікації тепла за допомогою теплових насосів ми можемо взяти за приклад іншу країну, наприклад Великобританію.

Оскільки Велика Британія наразі рухається до майбутнього з низьким рівнем використання викопного палива, опалення її 27 мільйонів мешканців має перейти від CO_2 -інтенсивних індивідуальних газових котлів, що наразі переважають.

Одним із варіантів є значне збільшення електрифікації опалення (у поєднанні з декарбонізацією електроенергії), серед яких найбільш енергоефективним варіантом є теплові насоси у житловому, чи громадському масштабі.

У більшості регіонів щільність попиту на тепло недостатньо висока, щоб теплові мережі були економічно ефективними [5], тому індивідуальні теплові насоси, ймовірно, будуть ключовою технологією.

У зимовий період потреба в енергії для опалення може досягати, приблизно, в 5 разів величини потреби в електроенергії в будинках Великобританії.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						18
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Таким чином, очікується, що велике використання індивідуальних теплових насосів матиме значний вплив на попит на електроенергію, а отже, і на вимоги місцевої та національної електромережі в певний час доби та року [5].

Чотири потенційні проблеми з мережею, що виникають унаслідок масового впровадження теплових насосів, виникають або на національному рівні (під керівництвом оператора системи передачі, або TSO), або на рівні підстанцій (під керівництвом оператора розподільної мережі, або DNO).

Проблемами національного масштабу є пікове збільшення попиту та швидкість підвищення попиту. Піковий попит відображає найбільші вимоги як до потужності мережі передачі, так і до генеруючої інфраструктури з точки зору як реальної, так і реактивної потужності.

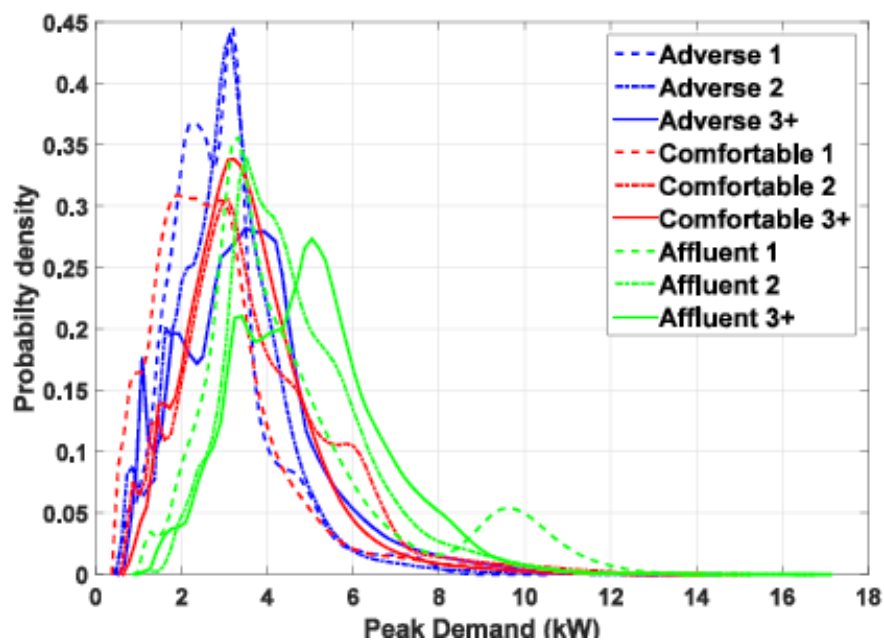


Рис. 1.2 Розподіл ймовірності пікового попиту серед дев'яти клієнтів категорії.

Таким чином, збільшення пікового попиту, ймовірно, призведе до інвестицій як у нову пропускну здатність, так і в нову генеруючу потужність, якщо необхідно зберегти надійність постачання.

Швидкість підвищення відображає потребу в електроенергії, щоб попит і постачання збігалися в мережі за до-хвилинний часовий масштаб.

Наразі найшвидше зростання попиту протягом доби відбувається між 06:00 та 07:00 ранку, що вимагає збільшення пропозиції також у цей час.

Якби це ранкове підвищення попиту збігалося з увімкненнями теплових насосів, тоді знадобилася б додаткова гнучка енерго-установка, щоб забезпечити додаткове зростання.

У масштабі підстанцій, житла в районах, які підключені до газової мережі, як правило, матимуть потужності розподільної мережі, розраховані на дуже незначне електричне опалення. Проблеми, пов'язані з підключенням великої кількості теплових насосів, полягають у надмірному падінні напруги понад допустимі межі та недостатній тепловій потужності низьковольтного фідера та трансформатора, що призводять до перегріву цих елементів, якщо вони не посиленні.

Також варто зазначити поведінку та мотивацію користувачів ASHP. Згідно проведеному дослідженню [6] фінансові стимули можуть мати небажані поведінкові реакції, наводячи приклад старих холодильників, які зберігаються як «холодильники для пива» в США, а не утилізуються.

Загальна заміна ASHP зменшує споживання електроенергії на 8%. Будинки, які не отримували стимулів для заміни своїх ASHP, зменшили споживання електроенергії майже на 17%, а ті, які отримали знижку, мали менші скорочення на 0% - 15%. Чим більша була знижка, тим менше вона впливає на споживання електроенергії. Серед тих, хто використовував заохочення, спостерігався екстремальний ефект відскоку зі збільшенням заміни ASHP.

Відповідне спостереження щодо небажаних поведінкових реакцій зроблено в [7]. Користувачі схем централізованого опалення в деяких холодних регіонах Північного Китаю вважають за краще відкривати вікна для розсіювання тепла, а не нести витрати на пристрої регулювання температури та потоку. Оскільки централізоване тепlopостачання в основному працює на вугіллі, - ця практика сприяє забрудненню повітря.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						20
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Дослідження та залучення користувачів є ключовими етапами для впровадження інноваційних проектів, зокрема нових продуктів. Участь користувачів у тестуванні прототипів та зборі відгуків дозволяє покращити продукт та отримати цінний зворотний зв'язок.

Електрифікація опалення, особливо в контексті використання теплових насосів, відображає потенціал зменшення використання викопних палив та переходу до енергоефективних альтернатив.

Велике використання теплових насосів може суттєво змінити попит на електроенергію, вимагаючи значних змін у мережах передачі та генеруючих потужностях для забезпечення стійкості постачання.

Використання теплових насосів породжує технічні виклики на рівні мереж та підстанцій, включаючи пікові навантаження та недостачу електроенергії у деяких регіонах, що вимагає уважного планування інфраструктури.

Мотивація та поведінка користувачів є ключовими факторами, які впливають на успішність впровадження нових технологій. Фінансові стимули можуть призводити до непередбачуваних реакцій, що потребують уважного аналізу та реагування.

Успішне впровадження нових технологій вимагає не лише технічної підготовки, але й співпраці зі споживачами електроенергії, врахування їхніх уподобань та реальних потреб для оптимального використання енергії.

1.4 Роль користувачів у переході до низьковуглецевих енергетичних систем

На додаток до технічних та економічних питань, зазначених у розглянутих статтях, концепція «узгодженого користувача» обговорюється в [8]. Вони підкреслюють роль споживачів електроенергії та те, як їх можна спонукати відігравати свою потенційну роль у переході на низьковуглецеву енергетичну систему.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						21
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Вони представляють антропологічний аналіз споживачів електроенергії в датському проєкті eFlex для оцінки та інтерпретації світу користувачів (електричної) системи. Вони зазначають, що до 2025 року датчани отримають 300 000 теплових насосів і 600 000 електричних або гібридних автомобілів. Їхня робота сприяє кращому розумінню ролі користувачів у енергетичному переході та потенціалу гнучкості домогосподарств.

Цей тип роботи може забезпечити гнучкість профілів користувачів, скласти карту енергетичної поведінки, визначити моделі впровадження обладнання з низьким вмістом вуглецю та запропонувати відповідні форми спілкування для різних сегментів клієнтів.

Користувач у польових випробуваннях теплового насоса Energy Saving Trust Великобританії знаходиться в центрі уваги в [8]. У ході випробування проводився моніторинг електричних і теплових характеристик теплового насоса та опитування мешканців будинку.

Вони виявили високу ефективність системи серед респондентів з «великою кількістю» (самодекларованих) знань і розуміння систем теплових насосів. Висока ефективність системи була зафіксована у користувачів, які залишали опалення увімкненим на всю ніч і коли їх не було в будинку.

Ефективність системи була вищою в приватних будинках, ніж у соціальних будівлях. Вони повідомляють про COP від 1,2 до 3,2 (середній діапазон 2,2) для 29 ASHP у дослідженні. Також підкреслюють, що кілька теплових насосів у дослідженні досягли мінімальної ефективності системи (близько 2,9 для суміші електроенергії Великобританії), щоб вважатися технологією відновлюваної енергії.

За їхніми словами, нижчу продуктивність, ніж очікувалося, можна пояснити неадекватною конструкцією, розмірами теплових насосів і відсутністю знань у монтажників і користувачів.

Вони також коментують потенційну «комфортну поведінку», коли користувачі можуть використовувати більше енергії, щоб підтримувати

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						22
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

ідеальний рівень комфорту в усьому будинку, або використовувати більше енергії, оскільки це сприймається як дешевше або безкоштовно.

Вони коментують шум, пов'язаний з тепловими насосами, і користувачі кажуть, що нав'язливий шум є проблемою. Це питання виникало більше для мешканців соціального житла, ніж для приватних домовласників, і було більше проблемою для ASHP, ніж GSHP.

Тарифна схема, що змінюється в часі, описана в [9], яка перевіряє доцільність і роль теплових насосів у реагуванні на попит. Автори зазначають, що не тільки тепловий насос і технологія керування повинні працювати, як заплановано, але й те, що ці технології мають бути сприйняті та прийняті мешканцями у досить великому масштабі, щоб досягти прогнозованої економії фінансів та викидів вуглецю.

Вони використовують простий інтерфейс користувача для домашньої системи енергоменеджменту. На додаток до описової статистики моніторингових ASHP, вони аналізують результати використання глибинних інтерв'ю та опитувальників у підході тематичних досліджень. Це цікавий спосіб синтезу результатів неоднорідної групи мешканців будинку.

Оцінка життєвого циклу стійкості та економічної ефективності різних типів глибокої модернізації в житловому секторі в Квебеку, Канада, описана в [10]. Переглянуто кілька заходів з модернізації, включаючи встановлення ASHP, а також комбінований сценарій із покращеною ізоляцією та ASHP.

Вони виявили, що модернізація теплового насоса з точки зору екологічного життєвого циклу зменшує загальне навантаження на навколишнє середовище порівняно з контрольним випадком. Економічний аналіз підкреслив, що ASHP з покращеною ізоляцією або без неї є найменш дорогим варіантом із заходів модернізації.

Оцінка життєвого циклу з акцентом на кліматичні характеристики представлена в [11].

Вони оцінюють кілька впливових параметрів для упакованих ASHP. COP було розраховано в умовах випробування відповідно до стандарту AHRI

					<i>KPM.XYKП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						23
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

210/240. Кліматичні показники життєвого циклу виражаються як прямими, так і непрямыми викидами парникових газів. В оцінку було включено кілька міст США.

Зв'язок користувачів з переходом до низьковуглецевої енергетики виявився ключовим у ряді досліджень.

Концепція "узгодженого користувача" в [8] наголошує на ролі споживачів електроенергії у перехідних процесах. Датський проект eFlex висвітлив потенціал гнучкості домогосподарств у переході до використання теплових насосів та електромобілів.

Польові випробування теплових насосів в Великобританії [8] продемонстрували високу ефективність у визначених групах користувачів, але також вказали на можливі проблеми через конструкційні особливості та неадекватну підготовку користувачів.

Робота з тарифною політикою та інтерфейсами для систем енергоменеджменту підкреслила важливість сприйняття технологій користувачами для досягнення ефективних рішень у фінансовому та екологічному планах.

Оцінки життєвого циклу теплових насосів у Квебеку та США свідчать про переваги модернізації в зв'язку з покращенням ізоляції, вказуючи на екологічну вигоду таких заходів.

Оцінка впливу кліматичних умов на теплові насоси продемонструвала різницю між містами США та сприяла усвідомленню ефективності систем.

Ці дослідження і аналізи наочно підкреслюють важливість ролі користувачів у розвитку та прийнятті низьковуглецевих технологій та заходів енергоефективності, а також необхідність взаємодії технічних аспектів з реакцією та усвідомленням користувачів для досягнення спільних цілей у сфері сталого розвитку.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						24
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

1.5 Підвищення ефективності теплових насосів у північному Китаї за допомогою сонячної енергії

Система ASHP з сонячним колектором [10].

Повітряні теплові насоси використовують низькопотенційну енергію навколишнього повітря, яка є практично невичерпною, як джерело тепла. Коли взимку температура знижується, зовнішні теплообмінники сильно замерзають, що призводить до низької ефективності.

Таким чином, використання цих теплових насосів у північному Китаї обмежене. Мартінес та ін. досліджували сонячні системи радіаційного опалення підлоги, в яких температура води становить приблизно 50–60°C.

Ці температури призводять до низької ефективності, яка погіршується в похмурі або снігові дні. Дослідниками було запропоновано додати нагрівач до водяної системи сонячного теплового насоса прямого розширення, щоб полегшити проблему замерзання та підвищити її ефективність і експлуатаційні характеристики.

Однак система мала поглинати тепло безпосередньо з повітря у вакуумних трубках, а повітря не є добрим середовищем для зберігання тепла. Таким чином, продуктивність системи значною мірою залежала б від сонячного випромінювання та мала б стабільність.

Базуючись на проблемах, описаних вище, пропоную розглянути систему повітряного теплового насоса з сонячним джерелом для малоповерхових будинків і сільської місцевості.

Система використовує низькотемпературну воду, нагріту сонячними променями, як джерело низькотемпературного тепла, тому вона одночасно використовує сонячну енергію та уникає проблеми замерзання. Система покращила теплову ефективність сонячного колектору та збору тепла.

Завдяки підвищеній температурі випаровування у випарнику було покращено коефіцієнт корисної дії (COP) теплового насоса.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						25
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Презентація системи

Система була створена в лабораторії Північно-китайського інституту науки і технологій. Комерційну систему теплового насоса з повітряним джерелом було модифіковано, і оригінальну частину системи, що працює з електрикою, було видалено.

Нова система складається з двох контурів: контуру циклу води та контуру циклу холодоагенту. Контур водяного циклу обмінюється теплом із контуром холодоагенту через пластинчастий теплообмінник. Взимку пластинчастий теплообмінник вважається випарником для системи теплового насоса, тому гаряча вода, що витікає з сонячних колекторів, приносить тепло холодоагенту в пластинчастому теплообміннику (Рис. 1.3).

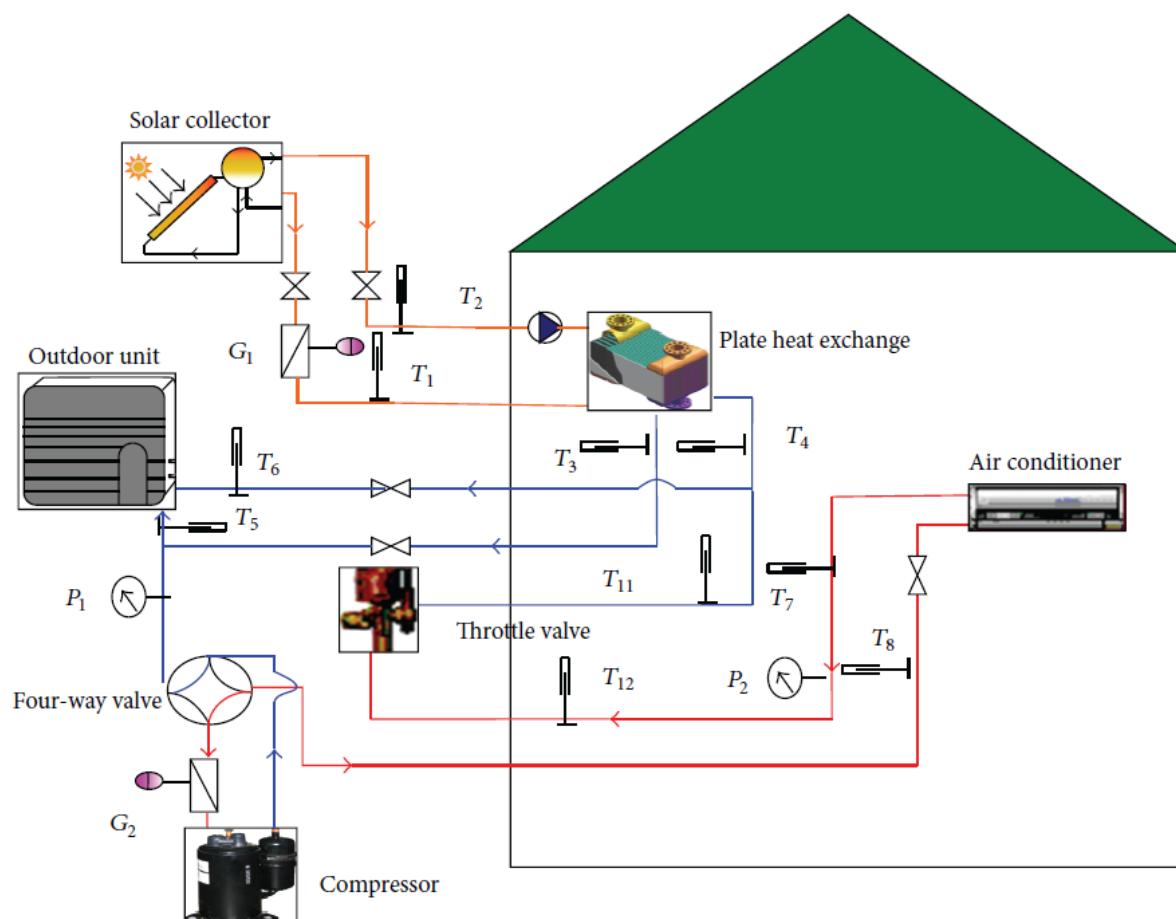


Рис. 1.3 Комерційна система повітряного теплового насоса.

Сонячна система збору.

Вакуумні сонячні колектори розмістили на даху, що виходить на південь. У колекторах використовуються дві групи вакуумних трубок, розташованих поруч і розташованих під кутом 60 градусів, як показано на рис. 1.4.



Рис. 1.4 Сонячні колектори.

Щоб уникнути дисбалансу, водопровідна мережа використовувала зворотний режим повернення, а термопари були встановлені в основній подачі та трубі зворотного водопроводу.

Щоб усунути вплив змін сонячного освітлення на тепловий насос, було встановлено сонцезахисну тканину. Щоб труби не лопнули в холодну погоду, була використана система openloop. Щоб використовувати тепло вночі, гаряча вода у системі була злита в резервуар, забезпечуючи тепло системі.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						27
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Система теплового насоса.

Компрессор, випарник і вентилятори охолодження були встановлені на відкритому повітрі, а фторвродяний пластинчастий теплообмінник, кондиціонер, обладнання для моніторингу, резервуари, електричний лічильник і насос були встановлені в приміщенні.

Термометри-термопари та манометри були встановлені на вході та виході з кондиціонер повітря та пластинчастий теплообмінник з холодоагентом, щоб записати споживання електроенергії системою.

Модернізація теплових насосів для їх використання у північному Китаї виявилася важливою з огляду на низьку температуру взимку, що призводить до замерзання зовнішніх теплообмінників та зниження ефективності.

Дослідники запропонували модифіковану систему, яка використовує сонячну енергію для нагрівання води і підвищення температури випаровування у випарнику, що покращує коефіцієнт корисної дії (COP) теплового насоса.

Система була розроблена і протестована з використанням двох контурів та сонячних колекторів на даху, що значно підвищило її теплову ефективність та забезпечило стабільну роботу у холодні періоди.

1.6 Розробка технології frost-free для теплообмінника зовнішнього повітря: покращення роботи теплових насосів

Технологія Frost-Free теплообмінника зовнішнього повітря [11].

Утворення інею неминуче відбувається на поверхні теплообмінника зовнішнього повітря для системи ASHP, яка працює в холодному та вологому середовищі, коли температура поверхні нижча як за точку роси, так і за точку замерзання.

Під час раннього початкового періоду утворення інею кристали, що осідають на поверхнях теплопередачі, відіграють роль збільшення площі поверхні та шорсткості поверхні. Це може посилити теплообмін між

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						28
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

поверхнею та зовнішнім повітрям. Однак із зростанням шару інею подальше його накопичення може спричинити дві проблеми:

- 1) збільшення опору теплопередачі між повітрям і холодною поверхнею та зниження ефективності теплопередачі;
- 2) збільшення опору повітря, що протікає через теплообмінник, зменшення масової витрати повітря та збільшення перепаду тиску на стороні повітря та споживання електроенергії.

В результаті COP системи ASHP значно погіршується.

Хоча продуктивність системи ASHP можна, очевидно, покращити за допомогою технологій розморожування та запобігання інею, ніхто не може забезпечити роботу системи без обмерзання в умовах морозу, поки не погіршуються як продуктивність системи, так і середовище в приміщенні. Це означає, що взимку потрібно періодично вмикати режим розморожування.

Щоб фундаментально вирішити цю проблему, деякі вчені зосереджуються на дослідженні безморозної технології для системи ASHP, що працює в регіоні морозу в останні роки. У опублікованих дослідженнях [12,13] було розроблено деякі системи безморозного повітряного теплового насоса (FFASHP). Ці системи можуть працювати без замерзання в умовах низьких температур, одночасно відбираючи теплову енергію від вологого повітря та віддаючи тепло холодоагенту.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						29
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

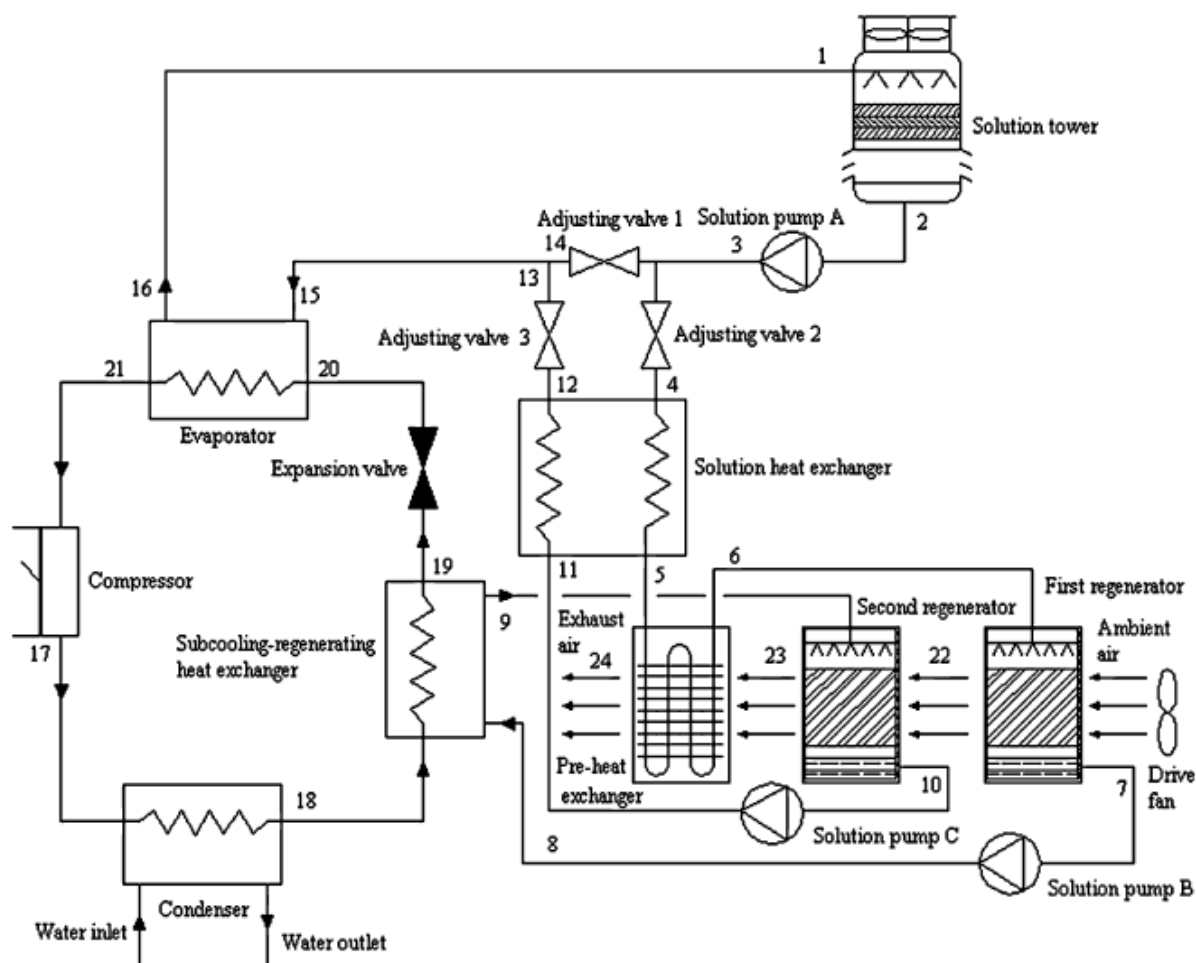


Рис. 1.5 Технологія Frost-Free теплообмінника зовнішнього повітря.

Принципова схема нової системи FFASHP показана на рис. 1.5.

Система складається з трьох підсистем:

- 1) компресійної холодильної підсистеми,
- 2) ендотермічної підсистеми розчину
- 3) та підсистеми регенерації розчину.

- 1) Підсистема компресійного охолодження складається з компресора, конденсатора, регенераційного теплообмінника переохолодження, розширювального клапана та випарника. Робоча рідина - холодоагент.
- 2) Ендотермічна підсистема розчину складається з колони для розчину, насоса для розчину (насос для розчину А), регулювального клапана (регулювальний клапан 1), який з'єднується з компресійною

холодильною підсистемою за допомогою випарника. Робоча рідина – розчин.

- 3) Підсистема регенерації розчину складається з регулювального клапана (регулювальний клапан 2), теплообмінника розчину, попереднього теплообмінника, першого регенератора, другий регенератор, два насоси розчину (насос розчину В і С) і який поєднується з підсистемою компресійного охолодження шляхом переохолодження-регенерації теплообмінника. Робоча рідина - розчин.

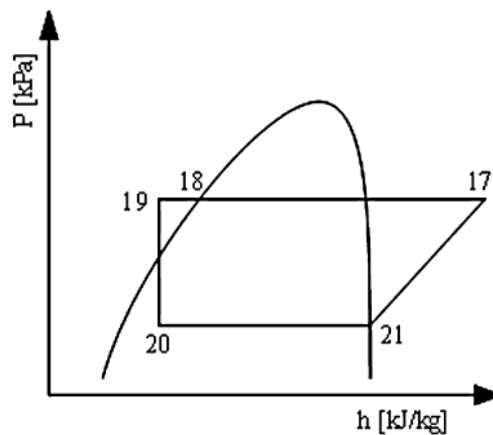


Рис. 1.6 Цикл ТН в $lgP-h$ діаграмі.

У підсистемі компресійного охолодження перегрітий холодоагент скидається компресором, коли пара під високим тиском (стан 17) протікає через конденсатор, у якому тепло передається від холодоагенту до води, і холодоагент стає насиченою рідиною (стан 18).

Потім холодоагент проходить через теплообмінник переохолодження-регенерації, в якому тепло передається від холодоагенту до розчину та стає переохолодженою рідиною (стан 19), а потім холодоагент проходить через розширювальний клапан, що спричиняє падіння тиску, що призводить до розширення холодоагенту та часткового розширення випаровуватися (стан 20).

Холодоагент надходить у випарник, у якому тепло передається від розчину до холодоагенту, знижуючи температуру розчину. Водночас

холодоагент стає паром низької температури та низького тиску (стан 21). Нарешті холодоагент надходить у компресор.

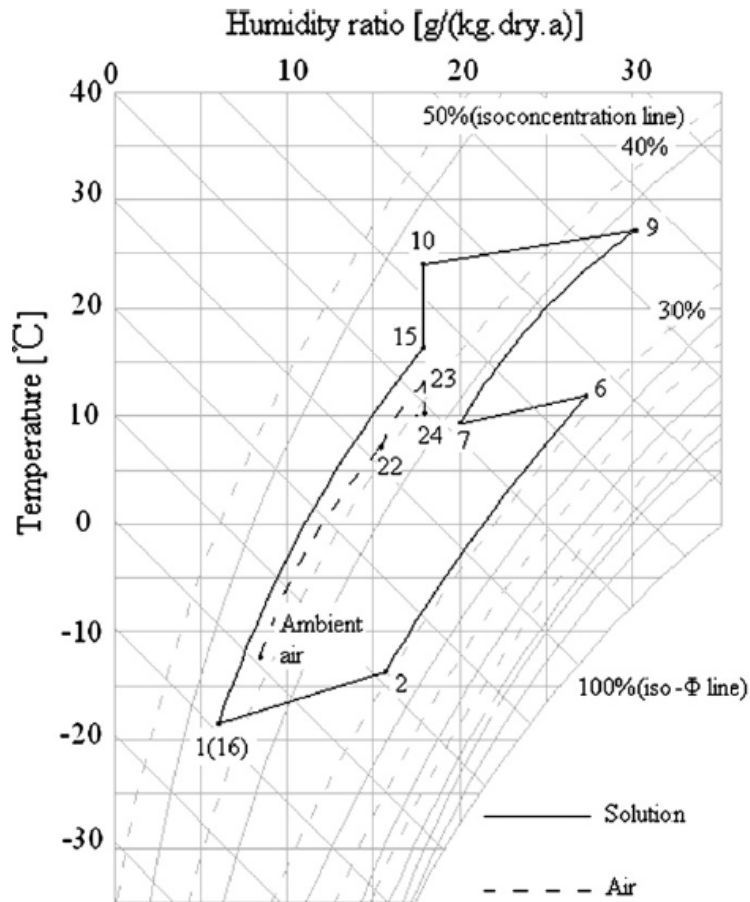


Рис. 1.7 Цикл ТН в $d-h$ діаграмі.

В ендотермічній підсистемі розчину тиск розчину підвищується за допомогою розчинного насоса А і стає розчином під високим тиском (стан 3).

Потім розчин протікає через регулювальний клапан 1, за допомогою якого швидкість потоку регулюється до необхідного значення (стан 14), а потім змішується з іншим потоком розчину (стан 13) з підсистеми регенерації розчину.

Потім змішаний розчин (стан 15) проходить через випарник, у якому тепло передається від розчину до холодоагенту (стан 16). Потім розчин надходить у башту розчину, в якій тепло та маса переходять від навколишнього повітря до розчину, і розчин стає слабким розчином (стан 2).

Щоб покращити коефіцієнт використання енергії, розроблений багатоступеневий процес регенерації. Хоча цей процес складніший за звичайну регенерацію, цей спосіб регенерації може підвищити рушійну силу тепло- та масообміну між розчином і повітрям, тому ефективність регенерації вища, ніж звичайна регенерація.

У підсистемі регенерації розчину одна частина розчину (стан 3) протікає через регулювальний клапан 2, який формує цю частину розчину з певною витратою (стан 4) і надходить у теплообмінник розчину, в якому відбувається передача тепла між двома потоками розчину і підвищує температуру розчину (стан 5). Потім розчин надходить у попередній теплообмінник, що ще більше підвищує температуру розчину (стан 6).

Потім розчин проходить через перший регенератор, в якому відбувається передача тепла і маси від розчину до навколишнього повітря, що призводить до збільшення концентрації розчину (стан 7).

Насос розчину В підвищує тиск розчину (стан 8), потім протікає через переохолоджуючий регенеруючий теплообмінник, щоб помітно підвищити температуру розчину. Нагрітий розчин (стан 9) надходить у другий регенератор, у якому тепло і маса переходять від розчину до навколишнього повітря, і розчин стає міцним розчином (стан 10).

Навколишнє повітря проходить через перший регенератор (стан 22), другий регенератор (стан 23) і попередній теплообмінник (стан 24), відповідно.

Насос розчину С підвищує тиск розчину (стан 11), і він проходить через теплообмінник розчину (стан 12).

Нарешті, регулюючий клапан 3 регулює швидкість потоку розчину (стан 13) для змішування з іншим потоком розчину (стан 14).

Висновок по Розділу 1.

Модернізація теплових насосів стала актуальною завдяки проблемі утворення інею на поверхнях теплообмінника зовнішнього повітря. Це призводить до зменшення ефективності теплообміну та споживання більше електроенергії.

Уточнені підходи, такі як система безморозного повітряного теплового насоса (FFASHP), розроблені деякими науковцями, спрямовані на розв'язання цієї проблеми та підвищення ефективності теплових насосів в умовах морозу.

Нова система FFASHP має складну структуру, що включає компресійну холодильну підсистему, ендотермічну підсистему розчину та підсистему регенерації розчину.

Вона працює без замерзання в умовах низьких температур, ефективно відбираючи теплову енергію від вологого повітря та передаючи її холодоагенту.

Подальші дослідження в цьому напрямі можуть сприяти значному покращенню продуктивності та ефективності теплових насосів в умовах морозу.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						34
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

РОЗДІЛ 2 Аналітична частина

2.1 Аналіз застосованих робочих речовин.

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

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						35
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

холодильної установки і 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

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						36
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

жально, так як це був, мабуть, кращий фреон хорошої якості і доступної ціни, з тих, що 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.

2.2 Переваги і недоліки використання синтетичних холодоагентів

Створені в останні роки «нові» озонобезпечні фреони, як виявилось, мають цілий ряд недоліків. Вони, насамперед, значно дорожче фреону R22. За даними зарубіжних джерел в 2008 р ця різниця становила для R134A - 165%, R404A - 175, R407 - 215, R507A - 250, R410A - 282% і т.д. Різниця в ціні з аміаком взагалі зашкалює за межі розумного. Ціни на подібні фреони свідомо більше, особливо по відношенню до ціни вітчизняного фреону R22.

Ситуація ускладнюється тим, що всі нові фреони вимагають застосування в холодильних системах спеціальних, дорогих, синтетичних масел і володіють більш низькою ефективністю, що призводить до підвищеного енергоспоживання агрегатів і установок для вироблення холоду. Крім того, в основному, це багатоконпонентні суміші, які в процесі експлуатації і при витоках можуть викликати розшарування і переки концентрацій компонентів, що зрештою призводить до падіння їх ефективності. В окремих випадках при їх частковій витоку потрібна повна перезаправка системи холодоагентом, що пов'язано з великими фінансовими втратами.

Істотним недоліком «нових» фреонів є високий потенціал (GWP) внеску в глобальне потепління клімату Землі, техногенний вплив на який регулюється з 1997 р Кіотським протоколом, з подальшими доповненнями та

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						37
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

поправками. Наприклад, фреони R404A і R507A, на які покладалися великі надії, мають потенціал глобального потепління (GWP) рівний 3800 при величині його для CO₂, рівному 1, а для аміаку він взагалі нульовий. Вже зараз в Європі вважають розумною межею даного потенціалу для холодоагентів не вище 1500 одиниць, а 40% членів Європейського парламенту дружно голосують за обмеження застосування холодоагентів з (GWP) вище 150. Найближчим кандидатом на заборону є фреон R134A в найбільш широкій області його застосування - в автомобільних кондиціонерах.

Україна слідом за Європою змушена переходити на «нові» фреони незважаючи на те, що за відсутності вітчизняного виробництва ми потрапляємо в «кабальну» залежність від їх поставок з-за кордону. Судячи з усього, нас втягнули у величезний витратний процес, виходом з якого може бути або згасання холодильної галузі або її відродження при поверненні до використання вітчизняних хладагентів і, насамперед аміаку з урахуванням новітніх розробок холодильних систем і рекомендацій щодо його безпечного застосування.

Аналіз ситуації по сучасним холодильним об'єктам показує, що у професійних холодильщиків немає проблем з експлуатацією аміачних агрегатів і установок у разі розумного орієнтування на загальноприйняті правила і рекомендації з безпеки.

Відчувши обсяг неприємностей, пов'язаних з «парниковими» фреонами, Європа стала активно обмежувати або зовсім забороняти їх застосування. Данія з 2007 р., а Австрія та Швейцарія з 2008 р заборонили використання «парникових» фреонів з GWP вище 2000. У країнах ЄС вводять спеціальні податки на їх застосування і штрафи за витік в атмосферу. Наприклад, у скандинавських країнах податок на фреон R404A становить 75 Євро за 1 кг, а штраф за витік 30% заправки в рік в Нідерландах становить 29 000 Євро. Межа одиничної заправки обмежується 300 кг на кожну установку

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						38
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

з обов'язковим автоматичним контролем витоків. Вводиться жорсткий контроль для систем із заправкою від 30 кг фреону і вище.

Питання глобального потепління клімату і внесок у цей процес викидів «парникових» газів, в тому числі і фреонів висуваються в ряд життєво важливих і обговорюються на найвищому рівні як на зустрічах глав «вісімки» провідних держав світу, так і в ООН і в різних міжнародних комітетах. Згідно з останньою доповіддю ООН в 2007 р «GEO-4» міжурядової групи експертів зі зміни клімату Землі (IPCC) потепління клімату незаперечно доведено і підтверджується зростанням середніх світових температур повітря і океану, а також повсюдним таненням материкових льодовиків і океанічних льодовикових полів Арктики і Антарктики .

Деформація клімату в бік глобального потепління може призвести в найближчі 20-30 років до підтоплення, а в ряді випадків і до повного затоплення островів і низинних територій країн і континентів . Катастрофічні наслідки глобального потепління може стати і вже стає порушення продовольчої безпеки окремих країн і навіть континентів, наприклад Африки.

Усвідомлюючи всю серйозність проблеми, Євросоюз на початку грудня 2008р затвердив цільову програму «Три по 20» суть якої полягає в тому, що країни Європи зобов'язуються до 2020 року знизити викиди парникових газів на 20% при одночасному зниженні на 20% енерговитрат.

2.3 Особливості використання альтернативних холодоагентів

Альтернативою «парниковим» фреонам провідні фахівці та вчені промислово розвинених країн світу вважають аміак і діоксид вуглецю, а також комбіноване їх поєднання в холодильних системах. Уже зараз 75% промислового холодильного обладнання Європи (крім Франції та Нідерландів, де це значення нижче) працює на аміаку і ця тенденція носить свідомо зростаючий характер з введенням в дію каскадних систем на аміаку в

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						39
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

поєднанні з діоксидом вуглецю, або двоконтурних систем, де діоксид вуглецю працює як холодоносіє.

Суттєвою і неодмінною деталлю розробки нових холодильних установок і систем з аміаком в світі стало забезпечення дозованої заправки холодоагенту і поділ на блоки в рамках великих централізованих систем холодопостачання, а також вдосконалення систем газового контролю. Аміак зміцнює свої позиції в промисловому холоді Канади, США, Австралії, у ряді країн Азії, Південної Америки і в більшості країн Європи.

Необхідність повернення до аміаку підкріплюється його енергетичною ефективністю і екологічністю. Перший фактор пов'язаний з споживанням енергії на вироблення холоду, яке необхідно мінімізувати на тлі високих цін на енергоресурси. Другий фактор - відсутність прямого внеску в глобальне потепління і природне походження аміаку.

Для України в останні роки характерним є перевага фреонів аміаку в нових системах холодопостачання і прагнення заміни його на фреон в реконструйованих установках. Це пов'язано, в основному, з жорсткими вимогами безпеки з боку МНС та інших наглядових органів. Проте вимоги щодо безпеки експлуатації фреонових установок все більше наближаються до існуючих по аміаку, тим більше, відомим фактом є те, що при контакті з вогнем фреони виділяють смертельно небезпечні газові компоненти.

Провідні фахівці світу з холодильної техніки вважають дорогою помилкою вибір на користь фреону по відношенню до аміаку. Це стосується і переведення існуючих систем з аміаку на фреон. Очевидним фактом є те, що використання фреонів призводить до підвищеної витрати енергоресурсів для отримання одиниці холоду в порівнянні з аміаком приблизно у співвідношенні 60/40. Виходячи з цього зрозуміло, що економія електроенергії і заміна аміаку фреонами суперечать один одному.

Дані висновки були зайвий раз підтвержені результатами «8-й Міжнародній конференції ім. Густава Лорентца за природними робочим речовинам», яка проходила 7-10 вересня 2008р в м Копенгаген (Данія). Там

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						40
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

же була сформульована сучасна стратегія вибору хладагентів, сприятливих для навколишнього середовища. Для великих холодильних систем і установок (в тому числі і з проміжним хладоносителем) рекомендується аміак. Для середніх - CO₂ (каскадні і комбіновані системи) або вуглеводні, з проміжним холодоносителем. Дрібні холодильні агрегати та установки (торговий або комерційний холод) рекомендується експлуатувати з вуглеводнями.

В прийнятті рішення яку робочу речовину обрати в тій чи іншій холодильній установці, тепловому насосі або кондиціонері важливу роль грають так критерії як безпека, витрати та охорона навколишнього середовища. В зв'язку з постійним ростом цін на енергоносії, все більшу роль грають також споживання обладнанням електроенергії. В ідеалі використовуємий хладагент повинен мати неперевершеними термодинамічними характеристиками, високою хімічною стабільністю та гарними фізичними властивостями. Крім того, він не повинен впливати на навколишнє середовище чи його вплив повинен бути мінімальним. Також хладагент повинен бути доступний повсюди за низькою ціною.

На жаль, хладагента, що відповідає всім цим вимогам, немає. Тому на практиці рішення на користь найбільш підходящої робочої речовини залежить від цілого ряду факторів. При цьому сфера використання та вимоги, що встановлені експлуатаційним підприємством, грають таку ж важливу роль, як і місце установки обладнання та питання його впливу на навколишнє середовище. Але вирішальним моментом на енерговикористання є все таки конструкційне рішення всієї установки, ухвалюючи умови часткових нагрузок, тому її ефективність залежить в більшій мірі від загальної концепції обладнання, ніж від вибору хладагента. Ряд актуальних проектів показує, що обладнання працює ефективно та без нанесення збитків навколишньому середовищу в тому випадку, якщо в ньому використовуються натуральні робочі речовини.

Аміак – хладагент з найкращими термодинамічними характеристиками. Він є єдиним натуральним хладагентом, від якого промисловість завдяки

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						41
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		с.

його високій ефективності, ніколи не хотіла відмовлятися. З екологічної точки зору аміак також є найкращим хладагентом: він не завдає шкоди озоновому шару, не спричиняє глобальному потеплінню, а баланс повної еквівалентної потужності впливу на потепління TEWI є позитивним.

При використанні промислового обладнання потужністю більш ніж 500 кВт, з точки зору ефективності використання енергії та ефективності витрат, аміак є неперевершеним хладагентом. Але в менш потужних установках аміак знаходить своє використання. В теперішній час аміак нерідко використовується в системах з потужністю менш ніж 500 кВт, в яких кількість аміаку в комбінації з правильно обраним холодоносієм може бути зменшено. Саме в області систем з малою кількістю заправляемого хладагента йдуть інтенсивні дослідження. Ціллю розробки стали в тому числі невеликі, полугерметичні та герметичні компресори потужністю менш ніж 100 кВт. В тому ж напрямку проходять й розробки теплообмінників зі зменшеним внутрішнім об'ємом. Крім того, щоб зробити можливою роботу на аміаку з системою безпосереднього охолодження, різні дослідницькі проекти працюють над створенням спрощеної масляної системи з використанням розчинних масел.

Ще аміак все більше використовується в галузях, де раніше надавали перевагу використанню синтетичних хладагентів. Так, наприклад, всі великі виставкові павільйони Німеччини для кондиціонування повітря використовують аміачні рідинні охолоджувачі. Також в будівлях банків, страхових компаній та інших приміщень кондиціонування повітря стало все частіше проходити за допомогою аміачних енергозберігаючих охолоджувачів.

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 двооксиді вуглецю, доказав тим самим їх ефективність в Європі, США та Японії. Інші компанії

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						42
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		€

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 послідуватимуть 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 оптимізовано в 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.

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%.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						43
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Вуглеводні мають прекрасні термодинамічні характеристики, дуже добре змішуються з низькотемпературними мастилами, а рівень критичної температури достатньо висок. Хоча займистість вуглеводнів потребує герметично закритих систем та захисту від вибухів для електричних компонентів, компоненти обладнання легкодоступні, а сучасний рівень техніки дозволяє забезпечити безпечну роботу такої установки.

Фреони набули великого поширення у малих холодильних установках завдяки їх нешкідливості для обслуговуючого персоналу порівняно з аміаком. Проте приблизно два десятиріччя тому було встановлено, що основні фреони, які застосовують у холодильній техніці, руйнують стратосферний озоновий шар. Згідно з Монреальським протоколом 1987 р. останнім часом заборонено використання хлорфторвуглеводів, до яких належать R11, R12, R13, R113, R114, R115, R502.

Гідрохлорфторвуглеводи, до яких належать R22, R141B, R142B, R123, R124, мають значно меншу екологічну небезпеку, тому їх використання дозволено до 2020 року.

Замість озonoактивних CFC та HCFC розроблені альтернативні холодоагенти, які відносять до гідрофтор вуглеводів (HFC). До HFC належать холодильні агенти R134a, R125, R32, R143a, R14, R23. Також запропоновані суміші з них, наприклад, R404A, R407C, R410A.

2.4 Тепловий розрахунок

Тепловий розрахунок було проведено на наступних холодоагентах: R134a, R417a, R407C, R427A, R404a, R410A зимовий з метою виявлення найефективнішого робочого тіла для застосування за даних умов. Для розрахунку були прийняті наступні вихідні дані із розрахунку на 1 сім'ю:

Теплове навантаження – $Q_k = 18 \text{ кВт}$

Температура горячої води системи ГВП $t_r = 60 \text{ }^\circ\text{C}$

Температура системи опалення $t_{оп} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						44
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Температура конденсації $t_k = 65 \text{ }^\circ\text{C}$

Температура кипіння $t_0 = -5 \text{ }^\circ\text{C}$

Визначення оптимальної температури для робочого приміщення згідно з ДСН 3.3.6.042-99 «санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень».

Визначення оптимальної температури для житлового приміщення ДБН В.2.5-67 «Опалення, вентиляція і кондиціонування».

2.4.1 Методика теплового розрахунку

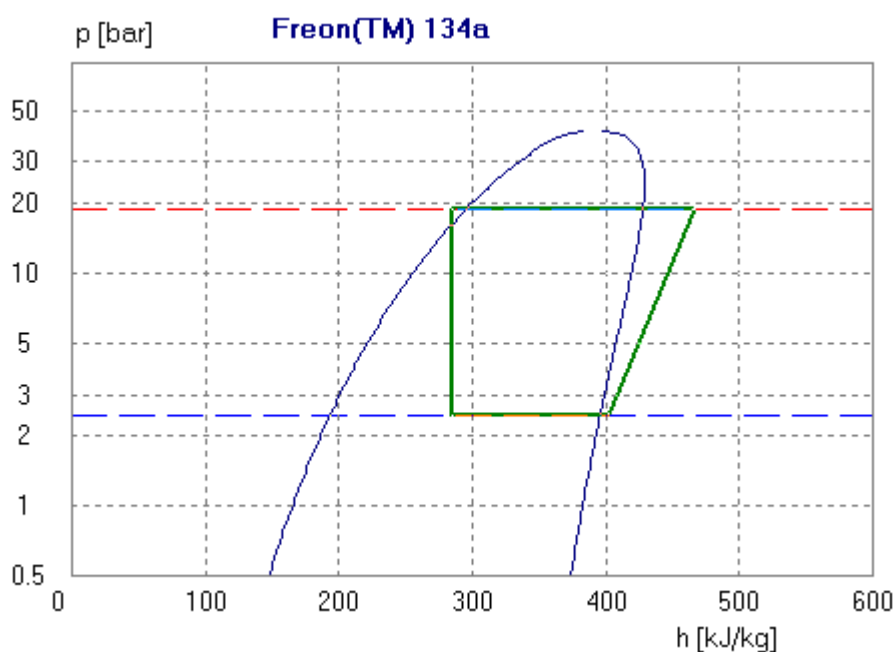


Рис. 2.2 Цикл установки на R-134a

Таблиця 2.4 Параметри циклу на R134a

точка	t	p	h	s	v	x
	[°C]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm ³ /kg]	[%]
< 1a >	0	2.4334	400.02	1.7461	84.8881	
< 1b >	2	2.4334	401.76	1.7525	85.7097	
< 1 >	3	2.4334	402.63	1.7556	86.118	
< 2 >	95.19	18.8982	466.37	1.8087	12.669	
< 3a >	60	18.8982	287.34	1.2837	0.9471	
< 3 >	58.94	18.8982	285.6	1.2785	0.9417	
< 4 >	-5	2.4334	285.6	1.3196	38.1792	45.6
< 1-2 >			63.74			
< 1-2s >			44.62			

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11

Арк.

45

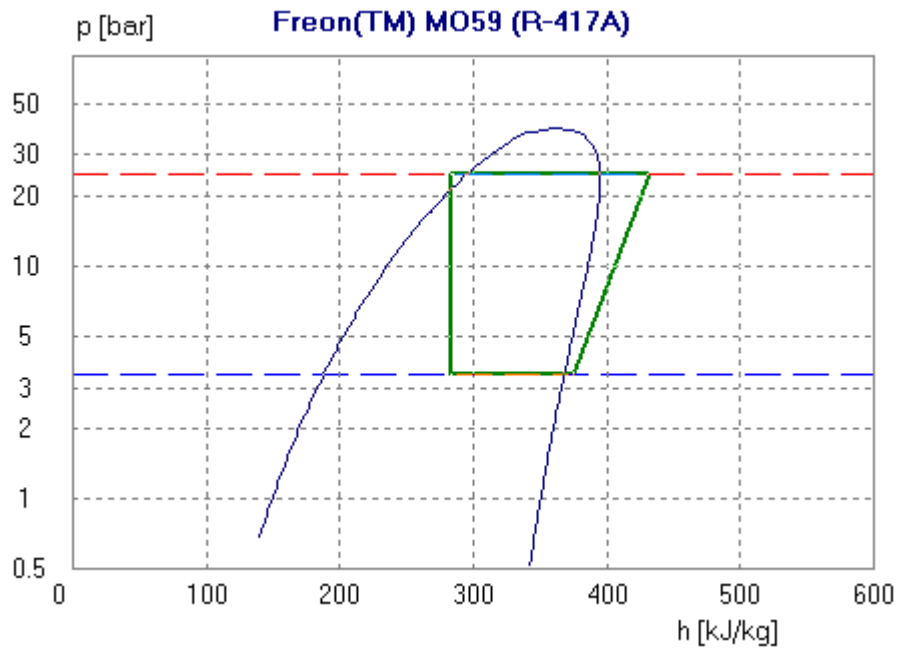


Рис. 2.3 Цикл установки на R-417a

Таблиця 2.5 Параметри циклу на R417a

	t	p	h	s	v	x
	[°C]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dmi/kg]	[%]
< 1a >	0	3.4037	372.51	1.6488	56.8961	
< 1b >	2	3.4037	374.28	1.6553	57.4803	
< 1 >	3	3.4037	375.17	1.6585	57.7705	
< 2 >	90.42	24.6635	431.28	1.7056	8.524	
< 3a >	57.97	24.6635	285.46	1.2768	1.0173	
< 3 >	56.96	24.6635	283.69	1.2715	1.0094	
< 4 >	-6.96	3.4037	283.69	1.3153	29.8357	53.2
< 1-2 >			56.11			
< 1-2s >			39.28			

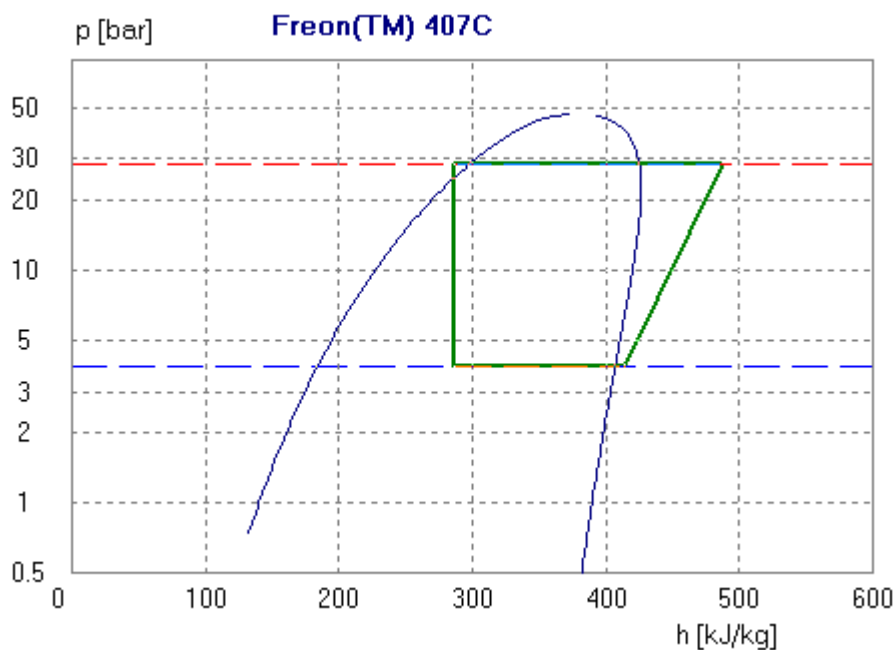


Рис. 2.4 Цикл установки на R-407c

Таблиця 2.5 Параметри циклу на R407c

	t	p	h	s	v	x
	[°C]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm ³ /kg]	[%]
< 1a >	0	3.8532	411.64	1.7997	62.1172	
< 1b >	2	3.8532	413.46	1.8063	62.769	
< 1 >	3	3.8532	414.37	1.8096	63.0922	
< 2 >	109.69	28.3997	488	1.8687	10.3933	
< 3a >	56.17	28.3997	287.65	1.2841	1.0177	
< 3 >	55.19	28.3997	285.83	1.2785	1.0105	
< 4 >	-8.47	3.8532	285.83	1.3251	28.0169	45.6
< 1-2 >			73.63			
< 1-2s >			51.54			

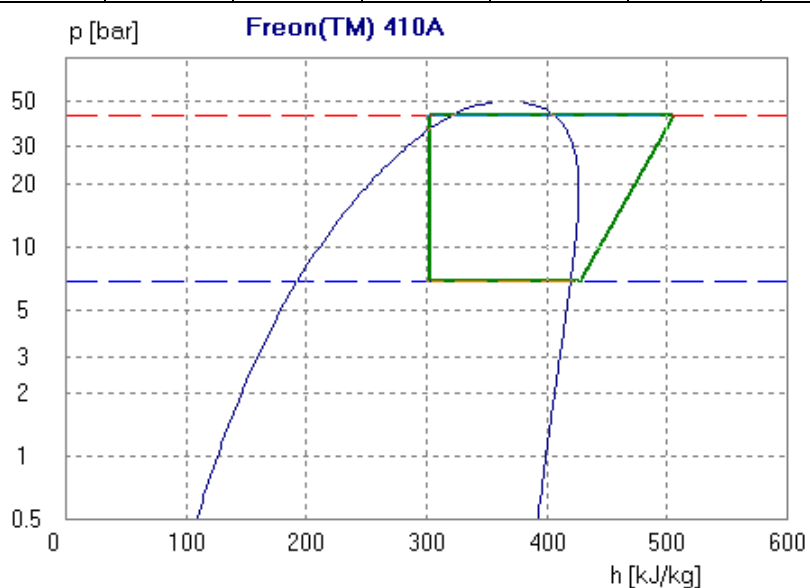


Рис. 2.5 Цикл установки на R-410a

Таблиця 2.6 Параметри циклу на R410a

	t	p	h	s	v	x
	[°C]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dmi/kg]	[%]
< 1a >	0	6.7828	425.03	1.8398	39.8238	
< 1b >	2	6.7828	427.1	1.8474	40.3277	
< 1 >	3	6.7828	428.12	1.8511	40.5762	
< 2 >	119.76	42.7596	506.24	1.9121	8.2203	
< 3a >	59.93	42.7596	305.65	1.3363	1.1888	
< 3 >	59.14	42.7596	303.59	1.3301	1.1751	
< 4 >	-5.05	6.7828	303.59	1.387	19.2769	48.9
< 1-2 >			78.12			
< 1-2s >			54.69			

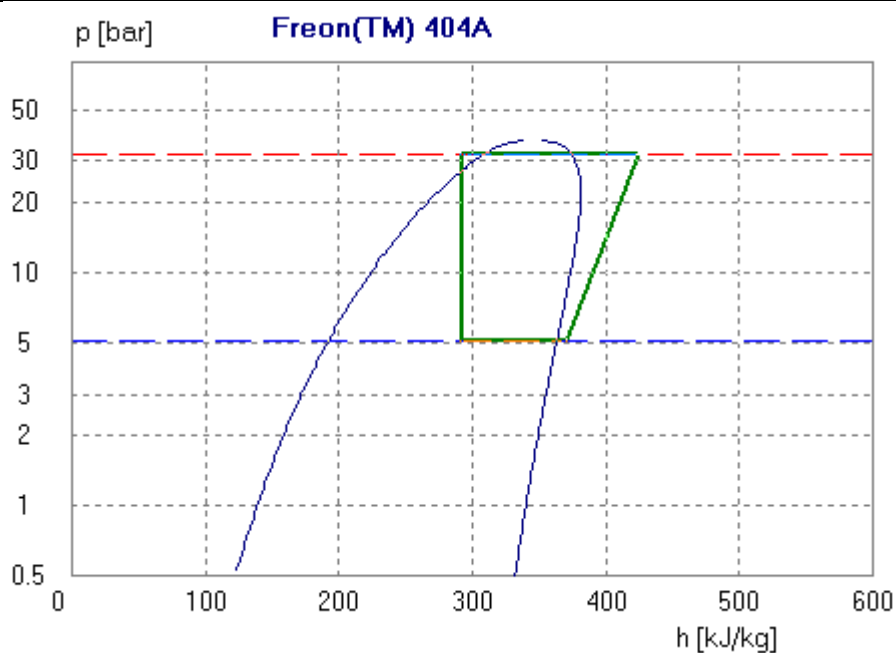


Рис. 2.6 Цикл установки на R-404a

Таблиця 2.7 Параметри циклу на R404a

	t	p	h	s	v	x
	[°C]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dmi/kg]	[%]
< 1a >	0	5.1026	368.1	1.628	39.8142	
< 1b >	2	5.1026	370.02	1.635	40.282	
< 1 >	3	5.1026	370.98	1.6385	40.5138	
< 2 >	91.37	32.0036	424.66	1.6834	6.6913	
< 3a >	59.82	32.0036	295.09	1.3046	1.197	
< 3 >	58.95	32.0036	293.17	1.2988	1.1829	
< 4 >	-5.22	5.1026	293.17	1.3485	23.1262	59
< 1-2 >			53.68			
< 1-2s >			37.58			

1. Питома масова холодопродуктивність

$$q_0 = h_1 - h_8 \text{ кДж/кг} \quad (2.1)$$

2. Питома об'ємна холодопродуктивність

$$q_{v1} = q_0 / v_1 \text{ кДж/м}^3 \quad (2.2)$$

$$q_{v2} = q_0 / v_3 \text{ кДж/м}^3$$

3. Питома адіабатна робота стиску

$$l_a = h_2 - h_1 \text{ кДж/кг} \quad (2.3)$$

4. Питоме тепло, відведене циклі:

$$q_{k1} = h_4 - h_5 \text{ кДж/кг} \quad (2.4)$$

5. Масова витрата агенту

$$M_a = Q_k / q_{k1} \text{ кг/с.} \quad (2.5)$$

6. Дійсна об'ємна продуктивність компресора

$$V_d = M_a * v_1 \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.6)$$

7. Коефіцієнт подачі компресора

$$\lambda = \lambda_c * \lambda'_w \quad (2.7)$$

де:

$$\lambda_c = 1 - c * \left[\left(\frac{P_{np}}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0.03 \left[\left(\frac{10}{2,9} \right)^{\frac{1}{1,05}} - 1 \right] \quad (2.8)$$

$$\lambda'_w = \frac{T_0}{T_{np}} \quad (2.9)$$

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;

8. Теоретичний об'єм, описаний поршнями компресора

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						49
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

$$V_h = \frac{V_o}{\lambda} \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.10)$$

9. Адиабатна потужність компресора

$$N_a = M_a * 1 \text{ кВт} \quad (2.11)$$

10. Індикаторна потужність компресора

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} \text{ кВт} \quad (2.12)$$

$$\eta_i = \lambda'_w + b * t_0 \quad (2.13)$$

де

η_i – індикаторний ККД;

b – коефіцієнт робочої речовини;

t_0 – температура кипіння.

11. Потужність тертя

$$N_{тр} = V_h * p_{імп} \text{ кВт} \quad (2.14)$$

де

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

12. Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_{тр} + N_i \text{ кВт} \quad (2.15)$$

13. Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$\text{COP}_{\text{дійств}} = \frac{Q_k}{N_e} \quad (2.18)$$

2.5 Аналіз схемних рішень теплового насосу

З гігієнічних причин мінімальна температура гарячої води у багатьох країнах становить 55-60 ° С. З іншого боку, низькотемпературні системи розподілу тепла призначені для температури подачі води 35-40 ° С. Ці різні вимоги є складними для одноетапного теплового насоса. Коефіцієнт продуктивності швидко знижується для співвідношення високого тиску.

З цієї причини тепловий насос часто використовується тільки для попереднього нагрівання, а електричні резервні нагрівачі використовуються для одержання гарячої води при 60 ° С. Це знижує енергоспоживання.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						50
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Частка гарячої води в загальному обсязі споживання тепла збільшилася в нових будівлях через зменшення загального коефіцієнта будівельної оболонки та підвищення ефективності систем відновлення тепла відпрацьованого повітря. Навіть у житлових будинках однієї сім'ї енергія гарячого водопостачання зараз має такий самий порядок, як енергія для опалення приміщень. Пікове навантаження на ГВП є високим та тимчасовим, і воно часто вище, ніж для опалення приміщень. Тому резервуар для води, як правило, використовується для акумуляції тепла. Бак для води, як правило, використовується також в системах опалення приміщень (буферної ємності) з двох причин: по-перше, щоб подовжити запускені періоди компресора і, по-друге, через різні об'ємні витрати в конденсаторі і системі розподілу тепла. Таким чином, існує, як правило, дві ємності для води в геотермальному тепловому насосі (ГТН): один бак діє як сховище тепла для систем опалення радіатора (тепловий резервуар для зберігання HS1), а інший високої температури (BT) резервуар для гарячої води (HS2). В житлових будинках зазвичай встановлена система циркуляції гарячої води, яка гарантує, що температура в мережі трубопроводів гарячої води залишатиметься досить високою. Так, наприклад, у Одесі, об'ємна витрата рециркуляційного насоса повинна бути розрахована таким чином, щоб температура зворотного потоку становила $> 55^{\circ}\text{C}$, коли температура подачі гарячої води знаходиться в межах від 58°C до 65°C [1]. Тепловий ефект циркуляції ГВП компенсує втрати тепла трубопроводу ГВП.

Багато досліджень спрямовані на поліпшення можливостей циклу, робочих рідин або об'єднання сонячних колекторів або панелей із системою теплового насоса [6,8,9]. У оглядовій роботі [10] було виявлено три основних фактори для впливу на енергетичні характеристики системи ГТН: сам тепловий насос, циркуляційний насос або насос для свердловин, а також характеристики свердловини або ґрунтового колектору.

Задача цієї роботи – розглянути систему опалення та гарячої води як четвертий чинник впливу на енергетичні характеристики. Просто можна

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						51
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

покращити енергетичну ефективність, використовуючи водяні резервуари для підігріву гарячої води в два етапи і підключення двох теплових насосів послідовно. Важливо досягти високої ефективності не тільки на температурному рівні, але й організації системи ГВС.

Розглянемо три системи, які є найпоширеніші:

- Система 1: в систему встановлено додатковий теплообмінник (форконденсатор), що знімає перегрів, для забезпечення тепловідводу на високому температурному рівні (НТ) до бака-накопичувача 2 (HS2). Конденсатор відводить тепло до HS1, де гаряча вода попередньо нагрівається. Обидва сховища мають електричні нагрівачі (рис 2.1).
- Система 2: тепловий насос лише попередньо нагріває гарячу воду в HS1, після чого електричний нагрівач зігріває його до кінцевої температури в HS2 (рис. 2.2).
- Система 3: конденсатор теплового насоса забезпечує тепло в до HS2 і HS1 за допомогою трипозиційного клапана. Витрати на гаряче водопостачання у HS2 мають вищий пріоритет (рис. 2.3).

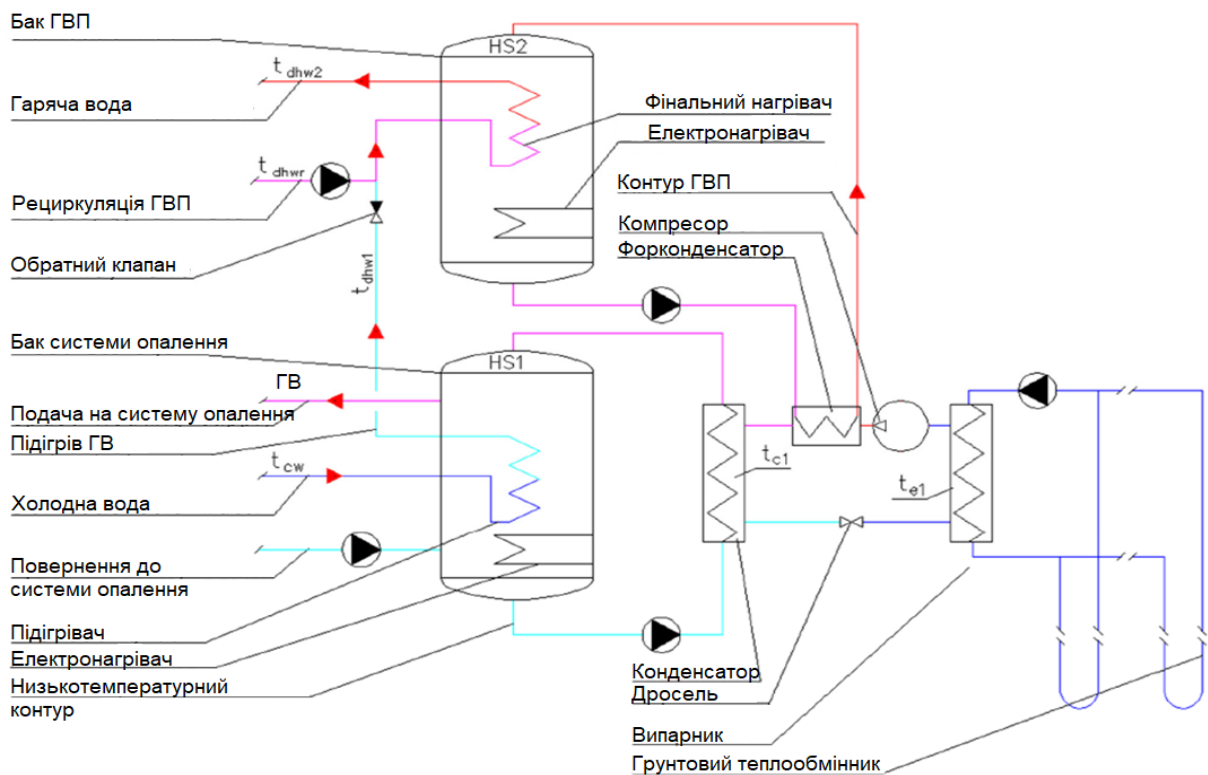


Рисунок 2.1 СистемаТН для ГВП та опалення з форконденсатором.

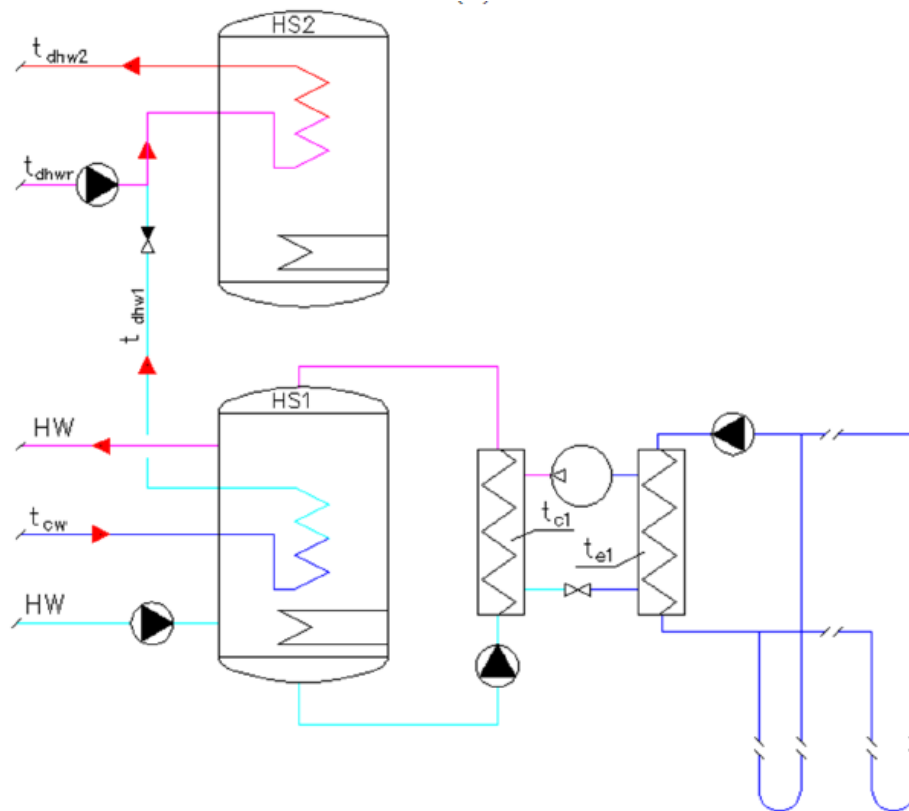


Рисунок 2.2 Система теплового насосу для комбінованого виробництва гарячої води та опалення.

- Система 4 показана на рисунку 2.4. Один тепловий насос із наземним джерелом забезпечує тепло для HS1, а інший до HS2.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11

Арк.

53

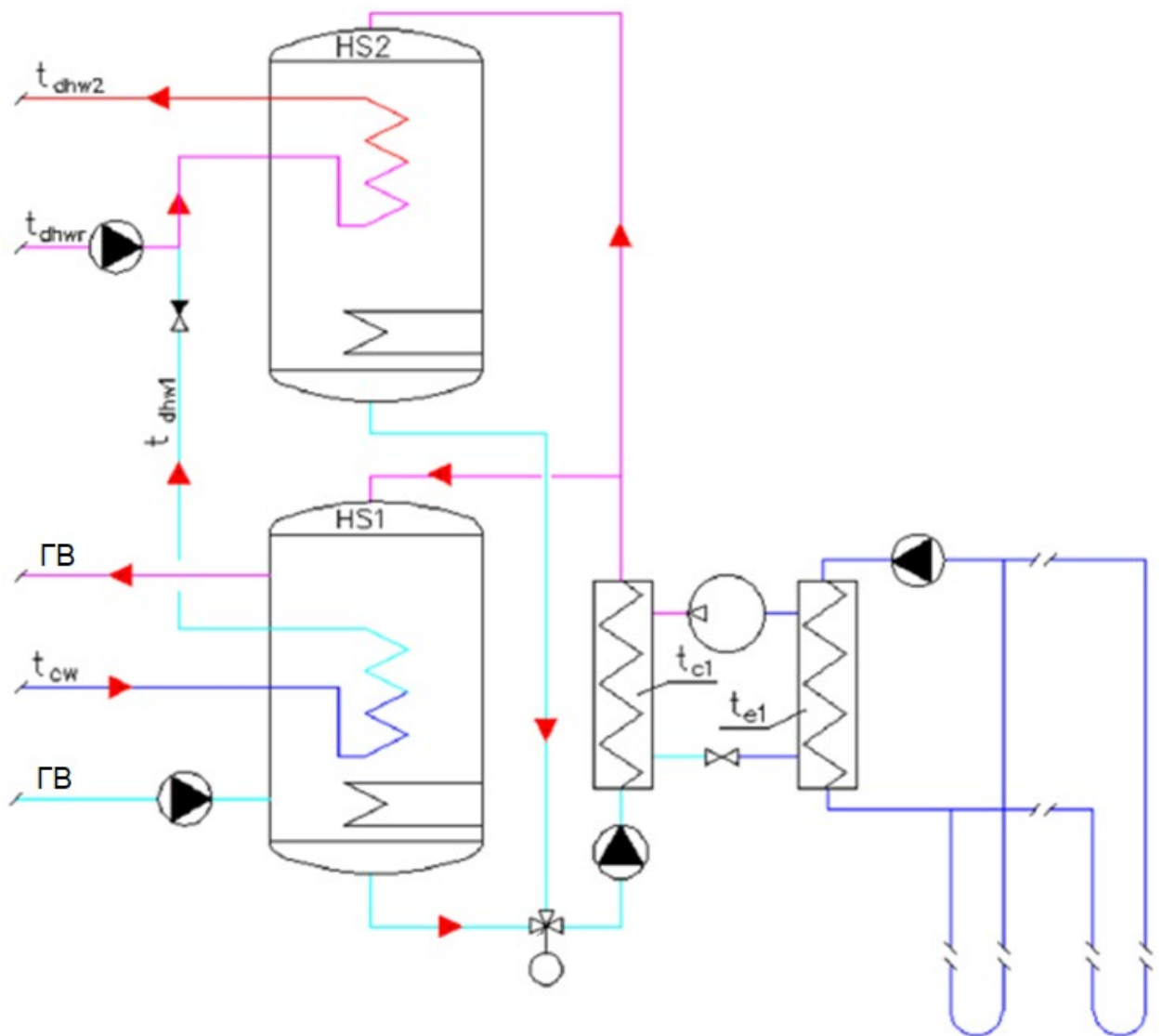


Рисунок 2.3 Система теплового насосу для комбінованого виробництва гарячої води та опалення з застосуванням трипозиційного клапана.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11

Арк.

54

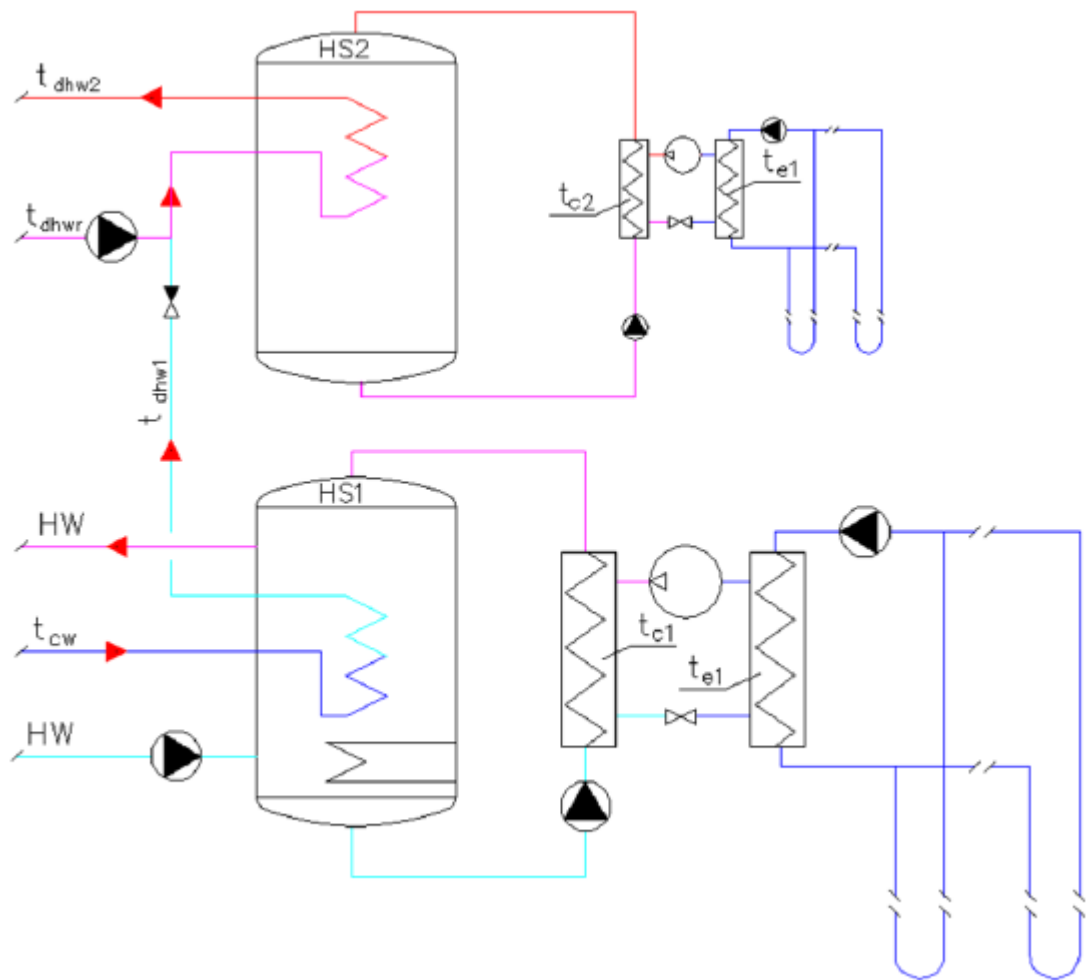


Рисунок 2.4 Виробництво гарячої води та опалення за допомогою двох теплових насосів.

На рисунку 2.5 показана система, в якій вся гаряча вода нагрівається в HS2. Низькотемпературна система HS1 призначений лише для системи опалення приміщень без попереднього нагрівання гарячої води. У обох системах один тепловий насос із наземним джерелом забезпечує лише опалення приміщень, але не попереднє нагрівання гарячої води. У системі 5 тепловий насос ГВС є одноступінчастим, а в Системі 6 каскадним.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

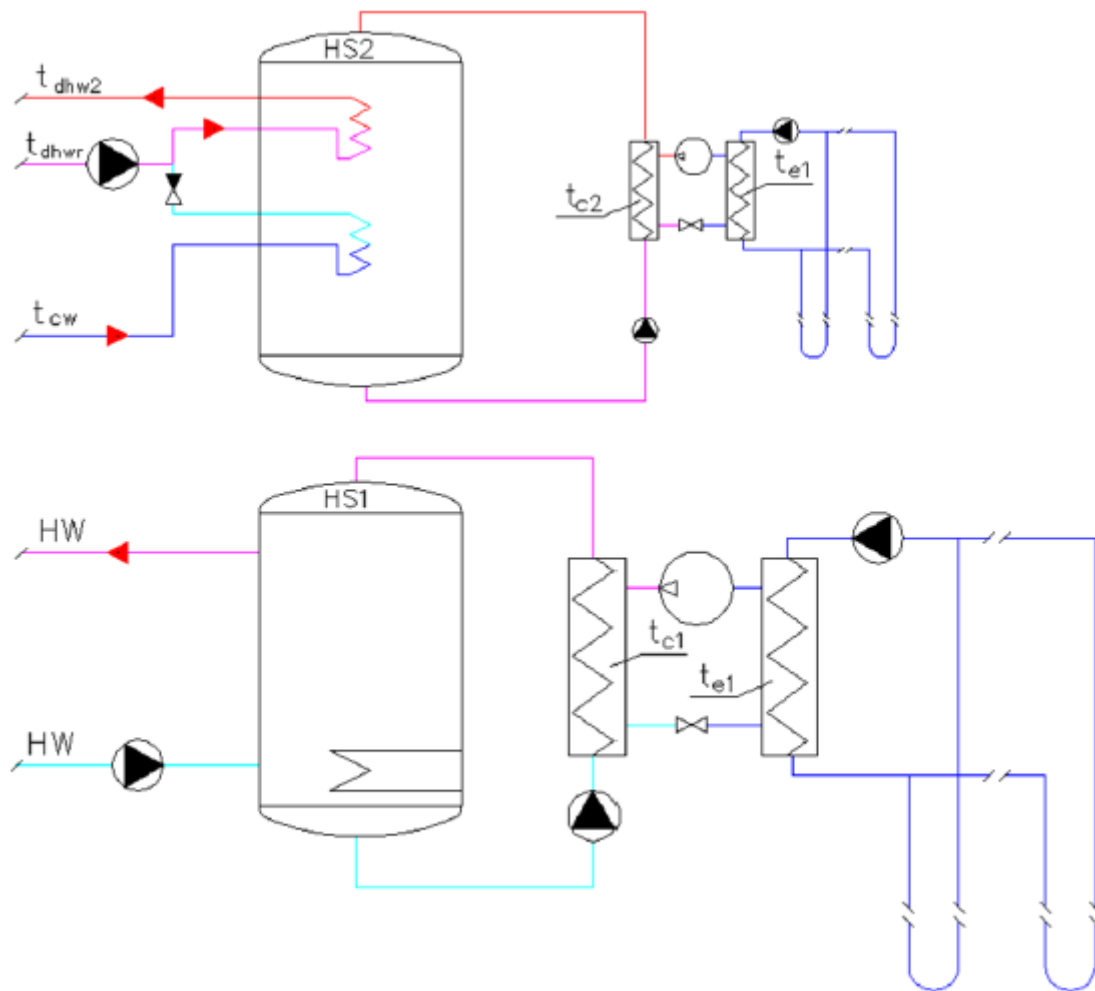


Рисунок 2.5 Система ТН з розділеним виробництвом гарячої води та опалення

Розділене виробництво гарячої води та опалення може доречним якщо є потреба у великій кількості гарячої води, рис.2.4-2.5. Є декілька варантів включення таких систем: 2 розділені системи та 2 системи з об'єднаними баками ГВП та опалення. В другому випадку вода в баку ГВП нагрівається $T_{оп}$ до $T_{ГВП}$, при цьому тривалість роботи теплового насосу зростає, що може впливати на загальну сезонну ефективність, проте температура води на вході до баку ГВП також зростає, тим самим знижуючі теплове навантаження на систему підготовки гарячої води.

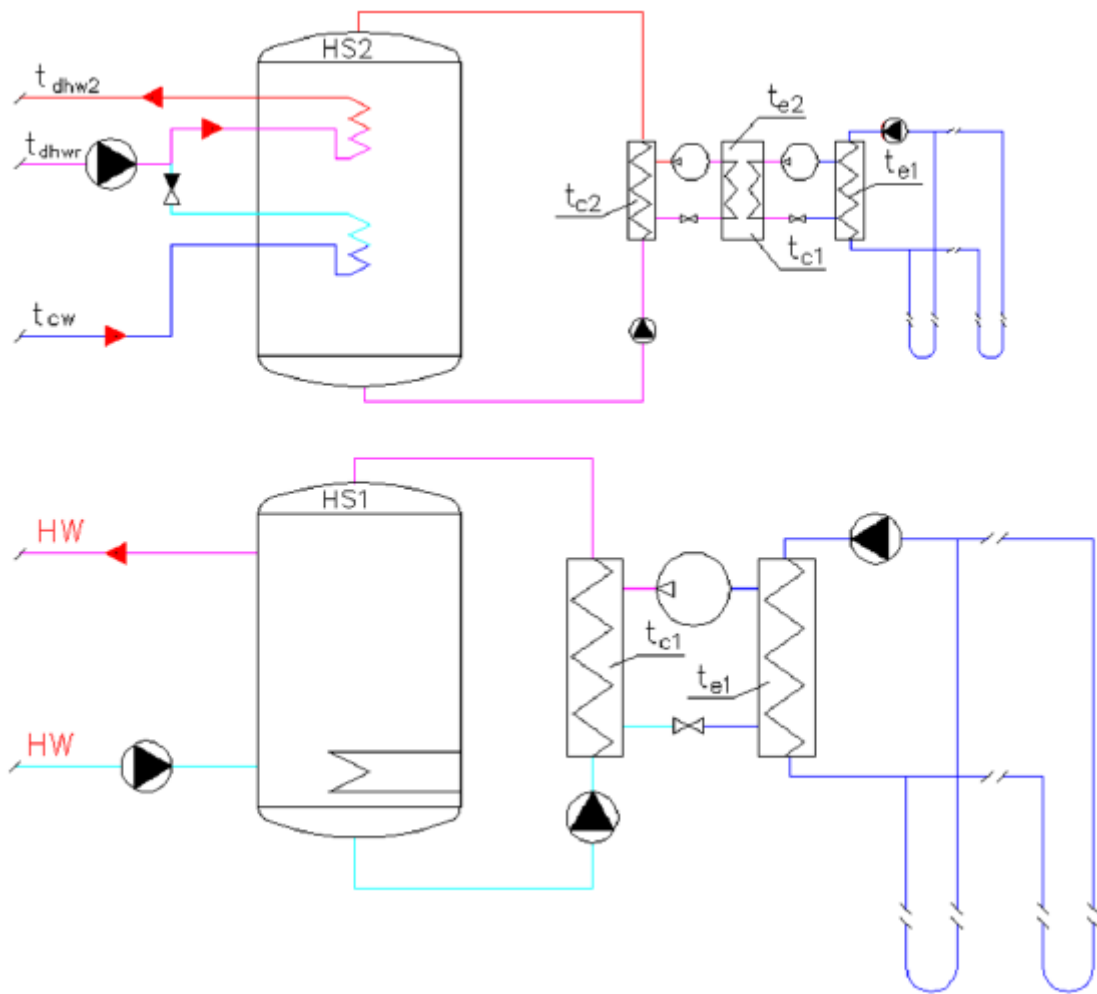


Рисунок 2.6 Система ТН з розділеним виробництвом гарячої води та опалення (двоступінчаста).

На рисунку 2.7 запропоновано систему, яка поєднує в собі функції з систем 4 та 6. Гаряча вода попередньо нагрівається, а нагрівання приміщень забезпечується тепловим насосом ЛТ при зберіганні тепла в HS1. Тепловий насос забезпечує тепло для підігріву гарячої води до кінцевої температура при зберіганні тепла HS2. Воно отримує своє випарне тепло від накопичення тепла HS1. Обидва теплові насоси працюють з невеликим коефіцієнтом стиснення, що покращує ефективність всієї системи.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

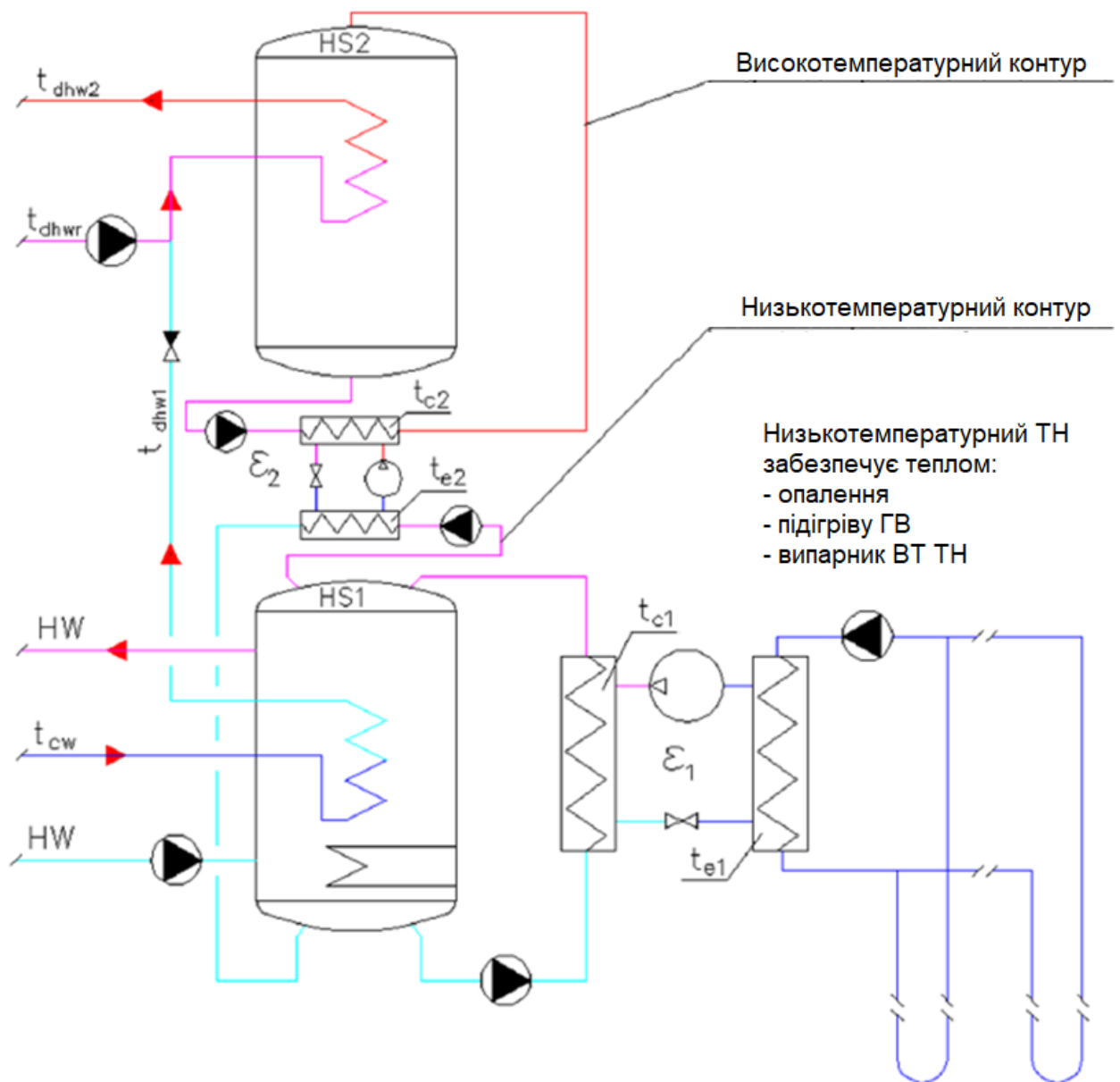


Рисунок 2.7 Комбінована система виробництва гарячої води та опалення з двох ТН працюючих послідовно.

Цикл з економайзером має перевагу в порівнянні з циклом з переохолоджувачем та каскадним циклами в теплових насосах з повітряним джерелом. Проте у багатоквартирних будинках високі навантаження на опалення та гаряче водопостачання не є одночасними, а потреба в енергії на опалення та попереднє підігрівання гарячої води вище, ніж у кінцевому опалюванні гарячої води. Тому високотемпературний тепловий насос повинен працювати самостійно, і він значно менше, ніж тепловий насос працюючий на систему опалення.

2.6 Аналіз енергоефективності систем опалення на базі парокompресійного теплового насосу.

Щоб уникнути замерзання підземних вод у свердловині в довгостроковій перспективі, безпечна температура зворотного повернення в землю має перевищувати $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$. Температура холодоносія на вході в випарник становить $3\text{ }^{\circ}\text{C}$. У цих розрахунках температура випаровування залишається постійною при $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ для всіх розглянутих систем. Температуру конденсації теплового насосу ВТ постійно підтримують при $65\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Значення COP можна обчислити за допомогою рівняння (1):

$$COP = \frac{Q_c}{\Sigma W} = \eta_c \cdot \varepsilon_c = \eta_r \cdot \eta_{is} \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{motor} \cdot \varepsilon_c$$

де: Q_c – теплова навантаження на конденсатор (кВт);

ΣW – робота компресора (кВт);

η_c – ступінь термодинамічної досконалості;

ε_c – COP Карно;

η_r – Термодинамічна ефективність холодоагенту

η_{is} – ізентропна ефективність компресора

η_{mech} – Механічна ефективність компресора

η_m – Ефективність електричного двигуна

Значення COP Карно обчислюється за допомогою рівняння (2):

$$\varepsilon_c = \frac{T_c}{T_c - T_e}$$

де:

T_c – Температура конденсації (К)

T_e – Температура випарювання (К)

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	Арк.
						59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнти ефективності у правій частині рівняння (1) залежать від обладнання, проте термодинамічну ефективність холодоагенту η_r можна розрахувати з тепловими властивостями вибраного хладагенту, а також з координатами поворотних циклів у за діаграмою (рис. 2.8). Температура випаровування визначається на температурі точки роси. Діапазон перегрівання залишається постійним при 5°C , а діапазон під охолодження становить 0°C . На рисунку 2.8 (а) температура випарювання є постійною, а на на (б) температура конденсації постійна.

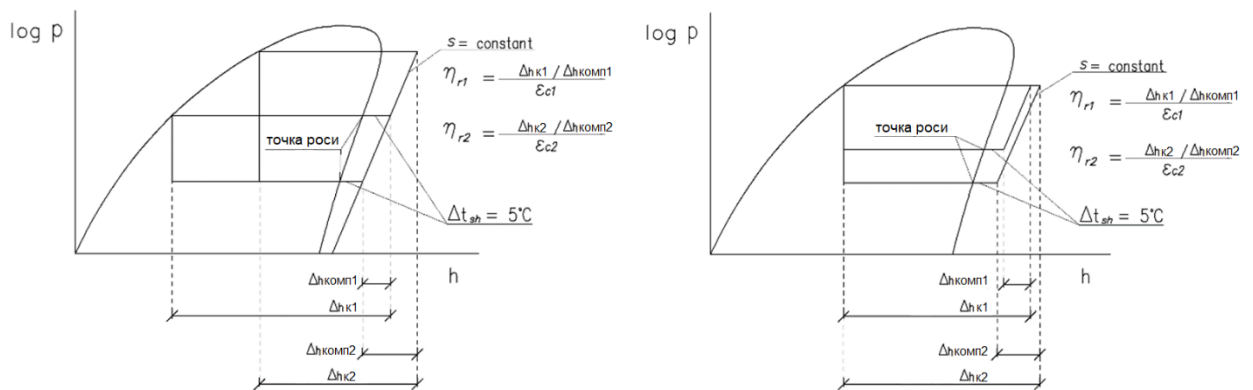


Рисунок 2.8. Визначення термодинамічної ефективності холодоагенту: (а) температура випарювання постійна; і (б) температура конденсації постійна.

Термодинамічна ефективність η_r використовується тут лише для вибору холодоагенту для компресорів низького та високого ступеня. Питома ентропія s приймається як постійна ($\eta_{is} = 1$), так що можна окремо визначити вплив хладагента на COP. Це єдиний коефіцієнт ефективності у рівнянні (1), який не залежить від компресора та його двигуна. Порівняння термодинамічної ефективності протягом всього робочого діапазону дає інформацію про придатність холодоагенту.

Враховуючи тиск, температуру нагнітання, розчинність з мастилами та екологічні аспекти хладагента, холодоагенти R134a, R417A та R427A поміщаються в порівняння термодинамічного ККД з температурою конденсації 65°C , а R404A, R410A, і R407C з температурою випарювання -5°C (рис. 2.9 і 2.10).

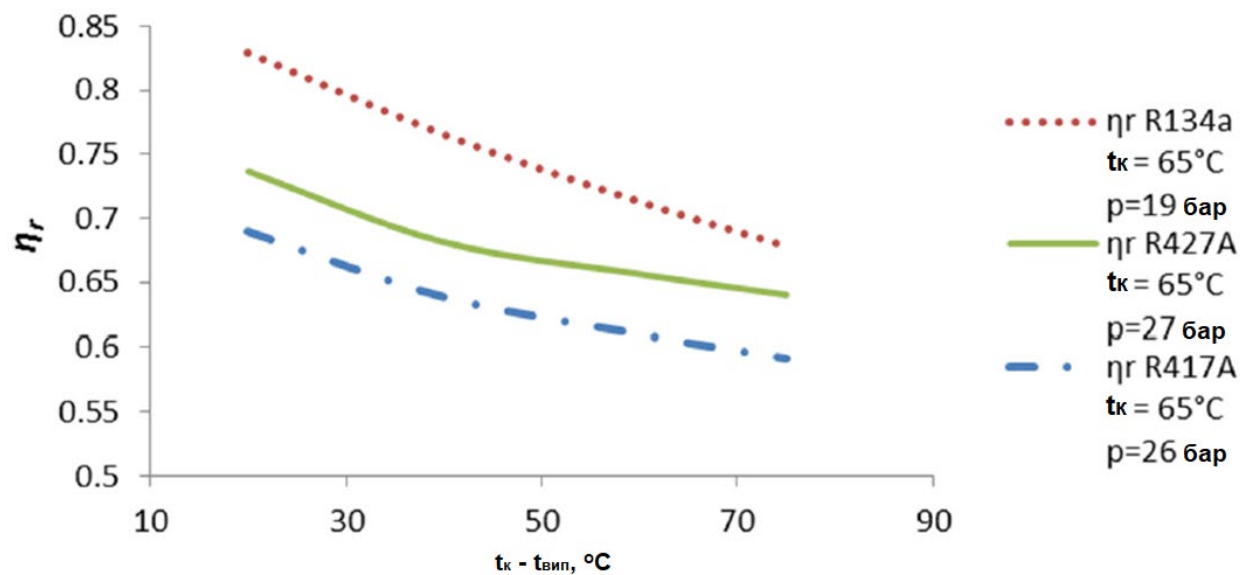


Рисунок 2.9. Термодинамічна ефективність R134a, R417A і 427A, при постійній температурі конденсації $t_c = 65 \text{ }^\circ\text{C}$.

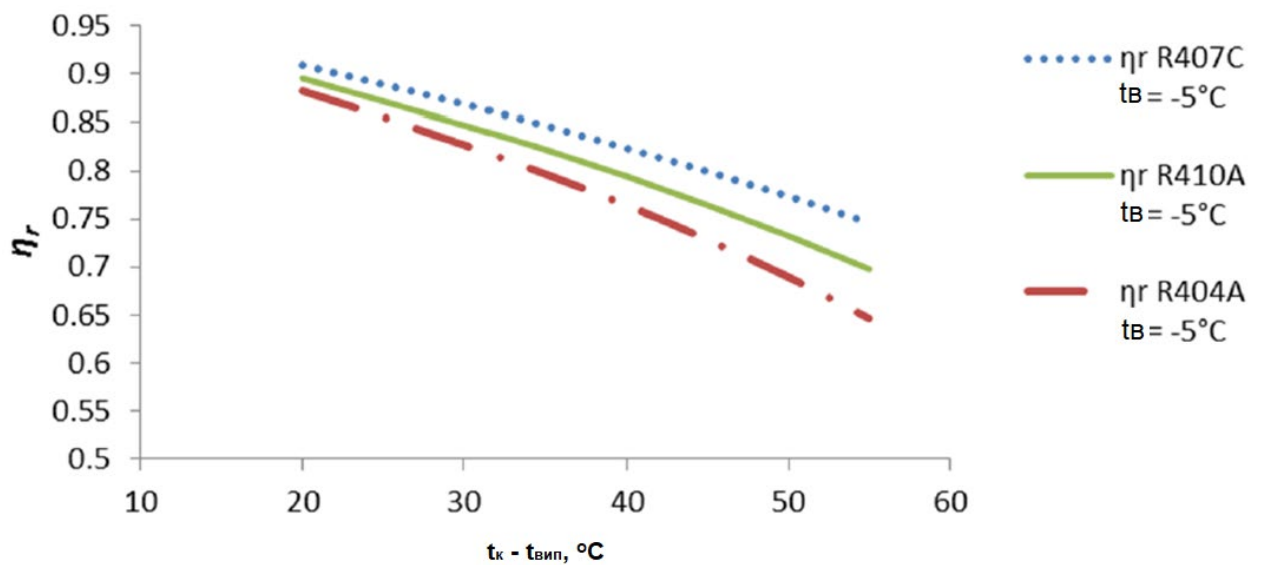


Рисунок 2.10. Термодинамічна ефективність R404A, R407C і R410A, при постійній температурі кипіння $t_c = -5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Для теплового насоса ВТ вибрано R134a через його найвищий η_r та найнижчий тиск при температурі конденсації $65 \text{ }^\circ\text{C}$. R407C був обраний для теплового насоса НТ за його найвищого η_r . В дослідженні [17] запропоновано R407C для каскадного геотермального теплового насоса НТ з температурою випаровування $20 \text{ }^\circ\text{C}$ і R134a для теплового насоса ВТ з температурою конденсації $105 \text{ }^\circ\text{C}$.

Компресор спірального типу був обраний для теплових насосів НТ та ВТ, оскільки він широко використовується та має високу ефективність. Принципові криві ізотропної та об'ємної ефективності для компресора представлені на рис. 2.11. Ізотропна ефективність є 0, а об'ємний ККД - 1, коли співвідношення тиску дорівнює 1. Ізотропна ефективність швидко зростає до максимальної, а потім починає повільно зменшуватися. Однак місце і величина максимуму η_{is} сильно залежать від обраного компресора. Об'ємна ефективність знижується лінійно, коли збільшується відношення тиску. Ізотропна ефективність не використовується в розрахунках.

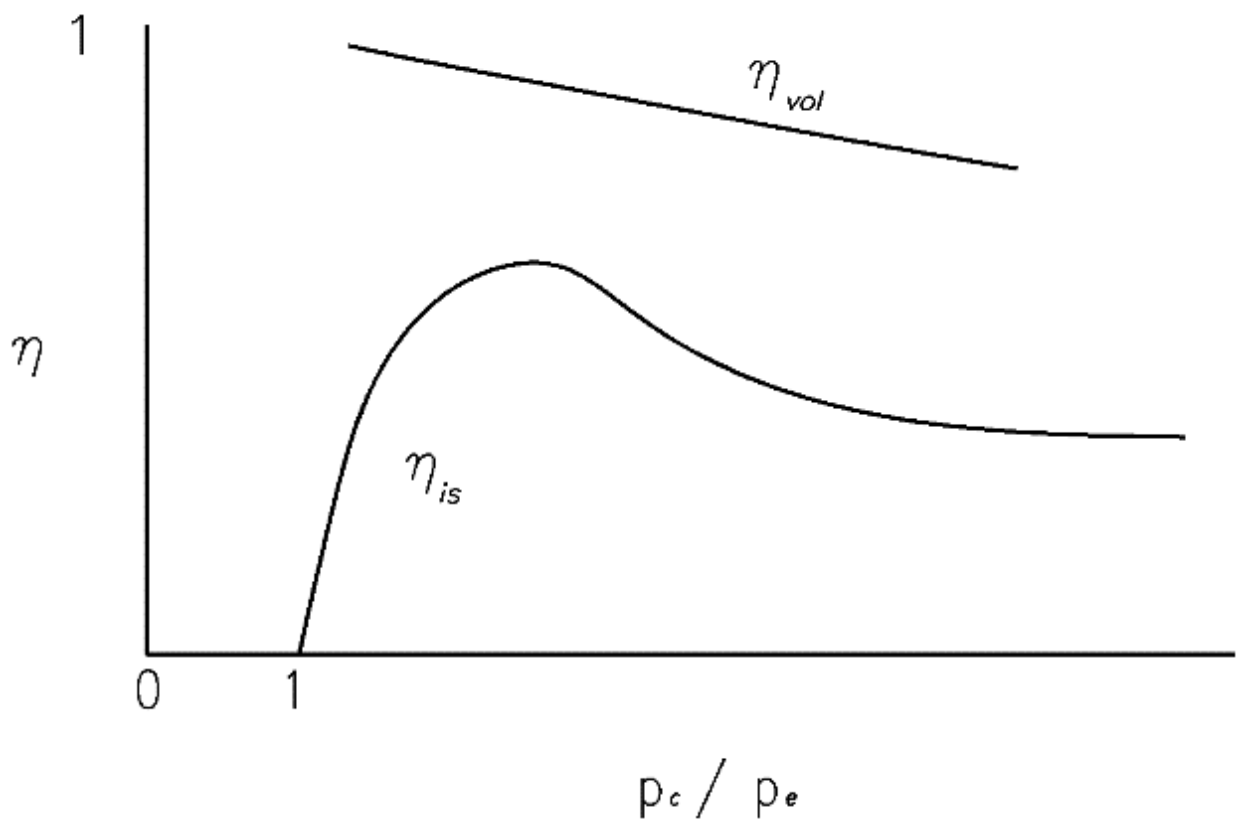


Рисунок 2.11 Криві ізотропної ефективності η_{is} та об'ємного ККД $\eta_{об}$ спірального компресора.

Крім того, механічна ефективність компресора $\eta_{мех}$ та ККД електродвигуна $\eta_{м}$ залежать від обраного обладнання. Тому обчислення продуктивності виконуються з вільно завантажуваними програмами розмірів з трьох великих виробників компресорів. Ефективність Карно η_c вибраних компресорів показана на рис 2.12 Наприклад, коли температура

випаровування $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ та температура конденсації $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, найвища доступна величина COP для компресорів, що використовують R407C за виробником 1, становить 5,31 з Модель А.

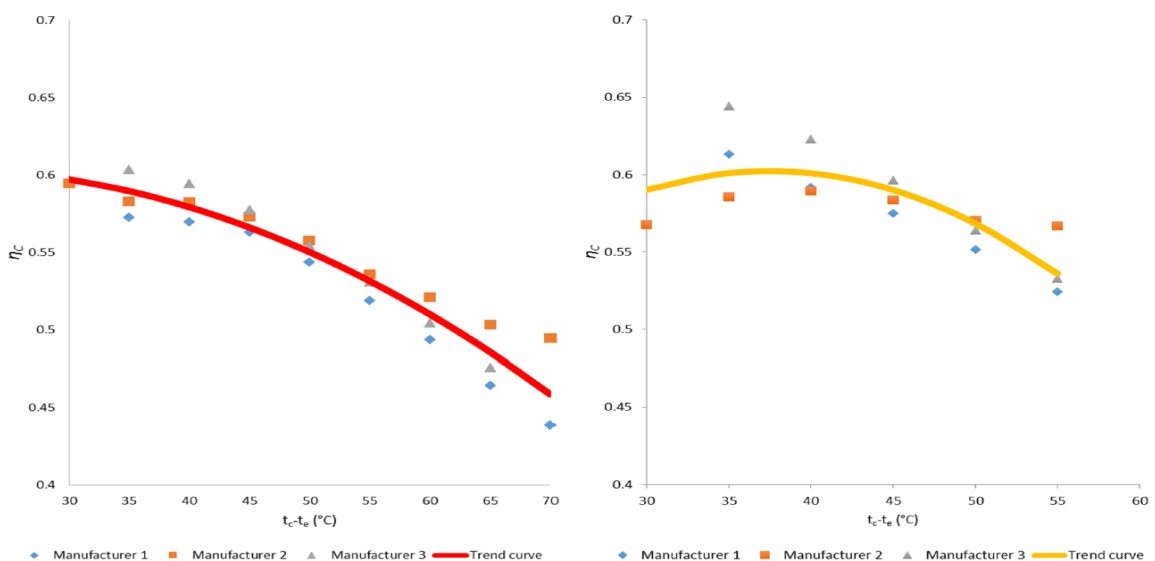
Відповідний Карно COP становить 8,66, виходячи з рівняння (1) $\eta_c = 0,61$. Коли температура конденсації становить $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, найвищий доступний COP становить 3,08 з моделлю С. Відповідний Карно COP становить 5,88, внаслідок чого $\eta_c = 0,52$. При температурі конденсації $35\text{ }^{\circ}\text{C}$, модель В має найвищу продуктивність відповідно до програми. Таким чином, точки на рисунку 2.11 представляють собою набір моделей найвищої продуктивності компресора від кожного виробника. Метою є отримання реальних значень продуктивності наявних пристроїв для порівняння систем. Крива регресії складається з обчислень електронних таблиць. Формули трендових кривих даються і використовуються в розрахунках ефективності.

R407C:

$$\eta_c = -0.000215688850767969 \times (t_c - t_e)^2 + 0.01616135697 \times (t_c - t_e) + 0.299547046661668$$

R134a:

$$\eta_c = -0.000055674206089529 \times (t_c - t_e)^2 + 0.00210170098708 \times (t_c - t_e) + 0.584447494575$$



Малюнок 2.11 ККД Карно η_c для спіральних компресорів: (а) R134a; і (б) R407C.

2.6.1 Аналіз системи 1

Теплова потужність теплообмінника для зняття перегріву є $Q_{фк} = m_{фк} \times \Delta h$, де $m_{фк}$ – масова швидкість потоку, а Δh – ентальпічна зміна холодоагенту. Однак доступний Δh менше, ніж $\Delta h_{фк}$ (рис. 2.12). Рециркуляція гарячої води зменшує стратифікацію температури води в HS1. Наприклад, у Одесі температура повернення рециркуляційної води повинна бути рівною або вище 55°C . Тому температура води на дні HS1 може бути навіть більшою, ніж температура конденсації хладагента. Після інтенсивного періоду споживання гарячої води, коли температура вхідного отвору води в опалювальний котел є найнижчою, наявна зміна ентальпії становить Δh_{\max} . У ніч, коли немає споживання гарячої води, а температура води висока і незмінна, зміна ентальпії становить Δh_{\min} , а $m_{фк}$ дорівнює сумі тепловтрат резерву та теплового запиту рециркуляційної води.

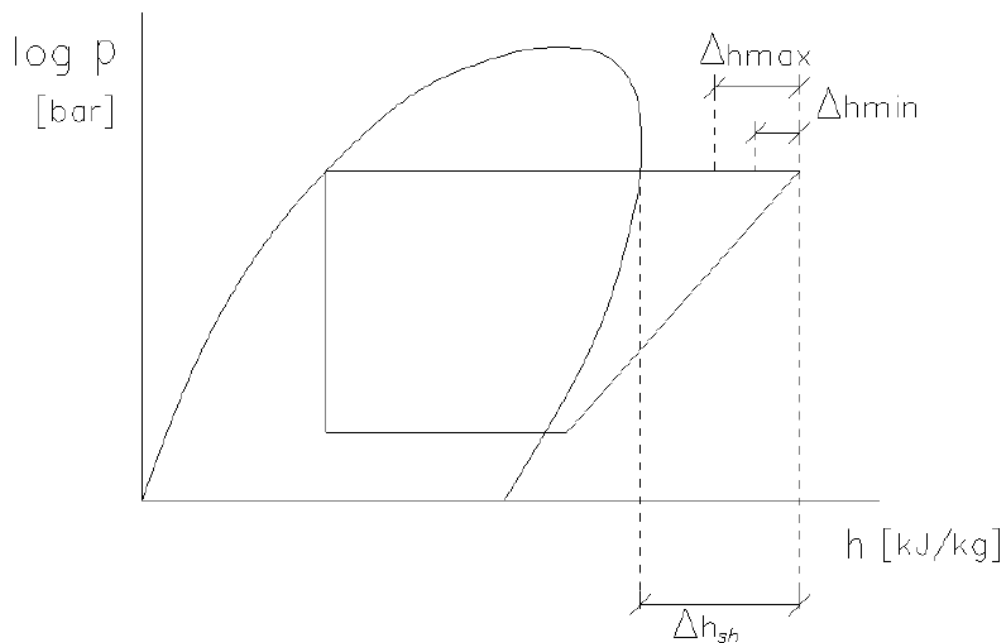


Рисунок 2.12. Доступна зміна ентальпій Δh_{\min} - Δh_{\max} в форконденсаторі.

Енергія дизельного гарячого водопостачання для гарячої води зменшується, коли потреба в теплі будинку є низькою (рис 2.13). Це істотний недолік системи 1. На рис. 2.13 теплова потужність ГТН вибрана приблизно на 70% від пікового навантаження будівлі, а час повного завантаження – відповідно робочий час. За цей період можна нагрівати всю гарячу воду. Крива

тривалості періоду опалення показує, що протягом часів часткового навантаження ГТН працює лише неповний час (або регулюється швидкість масового потоку холодоагенту). Тому, ГТН можна виробляти гарячу воду лише частково. У літній час тепло конденсації потрібно лише для попереднього нагрівання гарячої води, і робочі періоди ГТН дуже короткі. Як це не парадоксально, найменша кількість гарячої води може бути нагріта форконденсатором у літній час. З системою 1 електричні нагрівальні елементи підігрівають значну частку гарячої води. Це зменшує значення COP для системи. Розміри подачі нагрівача та електронагрівача залежать від форми кривої тривалості потужності системи опалення і від співвідношення потужності ГТН.

Система 1 не включена в розрахунки вартості COP нижче. Сезонна ефективність системи 1 залежить від факторів $Q_{ГТН} / Q_{опалення}$ та $Q_{ГВС} / Q_{ГТН}$.

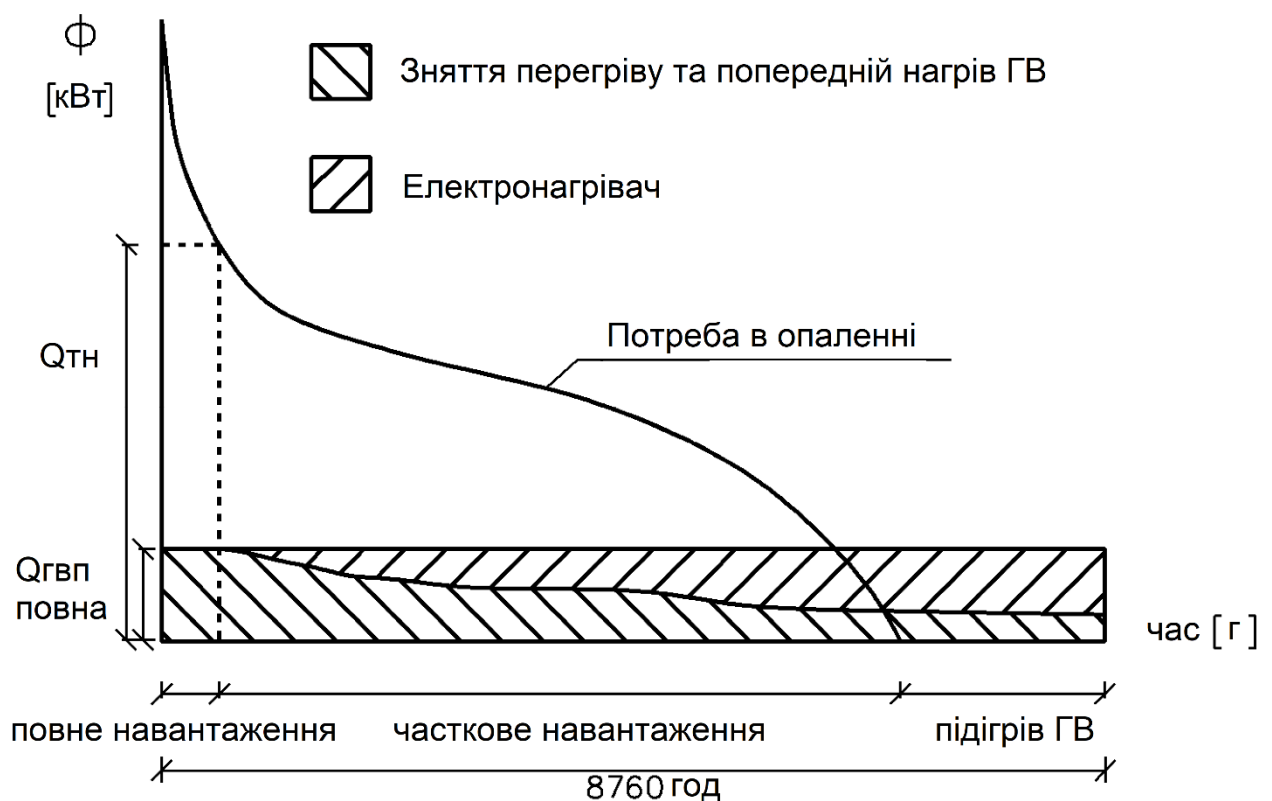


Рисунок 2.13. Використання можливостей форконденсатора у виробництві гарячої води.

2.6.2 Аналіз систем 2, 3, 4 та 5

Потреба у теплі у виробництві ГВП розраховується за допомогою рівняння (3):

$$Q^3_{ГВП} = Q_{ГВП} + Q^{Рец}_{ГВП} = Q^П_{ГВП} + Q^к_{ГВП} + Q^{Рец}_{ГВП}$$

Загальний тепловий попит на виробництво гарячої води $Q^3_{ГВП}$ складається з вимог до опалення використаної водопровідної води $Q_{ГВП}$ та рециркуляційної води $Q^{Рец}_{ГВП}$. Перша – сума ефекту попереднього нагрівання $Q^П_{ГВП}$ та кінцевого ефекту нагріву $Q^к_{ГВП}$, які відбуваються при зберіганні у HS1 та HS2, відповідно. Останній - це сума втрат тепла у мережі трубопроводу ГВС, зберігання тепла HS2 та сушарки для рушників. Значення COP для систем 2, 3, 4 та 5 вирішуються за допомогою рівняння (4):

$$COP = \frac{1}{\frac{a}{\varepsilon_1} + \frac{1-a}{\varepsilon_2}}$$

де ε_1 та ε_2 - коефіцієнти продуктивності для стадій НТ та ВТ, відповідно.

Частка підігріву складає:

$$a = \frac{\dot{\Phi}_{DHW}}{\dot{\Phi}_{DHW} + \dot{\Phi}_{DHW}} = \frac{\dot{C}_{DHW}(t_{DHW1} - t_{CW})}{\dot{C}_{DHW}(t_{DHW2} - t_{CW}) + \dot{C}_{DHW}(t_{DHW2} - t_{DHW})} \text{ де:}$$

$Q^П_{ГВП}$ Попит на тепла нагріву гарячої води (кВт)

$Q^{Рец}_{ГВП}$ Тепловий попит на рециркуляцію гарячої води (кВт)

$\dot{C}_{ГВП}$ Поточкова теплоємність гарячої води (кВт / К)

$t_{ГВП1}$ Нагріта температура гарячої води (° C)

$t_{хв}$ Температура побутової холодної води (° C)

$t_{ГВП2}$ Остаточна температура гарячої води (° C)

$\dot{C}^{Рец}_{ГВП}$ Поточкова теплоємність рециркуляції гарячої води (кВт / К)

$t^{Рец}_{ГВП}$ Температура повернення гарячої води (° C)

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	Арк.
						66
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Гаряча вода нагрівається до кінцевої температури електричним нагрівачем і, таким чином, $\varepsilon_2 = 1$. Температура конденсації та випаровування становить $t_{k1} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, а $t_{в1} = -5 \text{ }^\circ\text{C}$, що дає $\varepsilon_{C1} = 7.70$ з рівнянням (2) та $\eta_{C1} = 0.60$ з рисунка 2.12. Їхній продукт $\varepsilon_1 = \varepsilon_{C1}\eta_{C1} = 4.63$. Температура гарячої води $t_{гвп1} = 33 \text{ }^\circ\text{C}$ та $t_{гвп2} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$. Поточкова теплоємність $\dot{C}_{гвп} = 13,304 \text{ Вт} / (60-5) \text{ }^\circ\text{C} = 242 \text{ Вт} / \text{ }^\circ\text{C}$.

Тоді коефіцієнт a , а значення КС можна розрахувати за рівняннями (4) та (5):

$$a = \frac{242(33-5)W}{242(60-5)W+3350W} = 0.407$$

$$COP_{S2} = \frac{1}{\frac{0.407}{4.63} + \frac{(1-0.407)}{1}} = 1.47$$

Існує три різні стратегії роботи системи 3:

(1) Немає теплообмінники попереднього нагріву, а тепловий насос працює, виробляючи теплу воду на тій же температурі, як для системи опалення або для системи гарячої води. Остаточне нагрівання здійснюється електричним нагрівачем. За допомогою цієї стратегії продуктивність дорівнює Системі 2.

(2) Температуру конденсації вибирають як достатньо високу для цілей гарячої води і вона залишається постійною. За допомогою цієї стратегії продуктивність для частини виробництва гарячої води дорівнює Системі 5. Однак, як і для опалення приміщень, температура конденсації є надмірно високою. Тому ця стратегія є нерозумною, якщо обидва приміщення нагріваються, і гаряча вода виробляється за допомогою ГТН.

(3) Змінюється температура конденсації. Коли трипозиційний клапан регулює потік в HS2, температура конденсації встановлюється $65 \text{ }^\circ\text{C}$, а при регулюванні потоку в HS1 температура конденсації контролюється потребою системи опалення. Обидва η_r та η_i змінюються відповідно. Якщо модель компресора вибрана для роботи на найвищому рівні η з високою температурою конденсації (висока величина p_k / p_v), то ізоентропна

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						67
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

ефективність може суттєво знизитися при низькій температурі конденсації (рисунок 2.11), і навпаки, якщо модель компресора вибирають для отримання найвищого η_i при низькій температурі конденсації, ізотропна ефективність може зменшуватися з високою температурою конденсації. Продуктивність систем обчислюється за допомогою кривих регресії (рисунок 2.12), де обрана оптимальна модель компресора для кожної робочої температури. Проте з використання такого підходу невідомо, як працює одна модель компресора при роботі поза її оптимальними умовами та як змінюється температура конденсації протягом робочого періоду. Тому система 3 не включена в розрахунки ефективності. Однак можна зробити висновок, що ефективність цієї запущеної стратегії нижча, ніж у Системі 4, але вище, ніж у Системі 5.

Для системи 4: всі інші значення дорівнюють системі 2, але значення ε_2 вище, оскільки тепло подає у HS2 тепловий насос ВТ. Тут $t_{к2} = 65^\circ \text{C}$ і $t_{в2} = -5^\circ \text{C}$, в результаті чого $\varepsilon_{с2} = 4,83$, $\eta_{с2} = 0,46$, $\varepsilon_2 = 2,22$ і $\text{COP}_{\text{сис4}} = 2,83$, відповідно.

Для системи 5: тут $a = 0$, тому що все нагрівання гарячої води та гарячого водопостачання здійснюється тепловим насосом ВТ, який має ті самі умови експлуатації, що і системи 4. Таким чином, $\varepsilon_2 = 2,22$, і це дорівнює значенням COP системи, внаслідок чого $\text{COP}_{\text{сис5}} = 2,22$.

Для системи 6 і 7 значення COP для систем 6 та 7 вирішуються за допомогою рівняння (6):

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{DHW}} + Q_{\text{DHW}}}{W_{\text{LT}} + W_{\text{HT}}} = \frac{\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_1 - 1} + \frac{(1 - a)\varepsilon_1}{(\varepsilon_1 - 1)[\varepsilon_2 - (1 - a)]}}{\frac{1}{\varepsilon_1 - 1} + \frac{(1 - a)\varepsilon_1}{(\varepsilon_1 - 1)[\varepsilon_2 - (1 - a)]}}$$

де:

$Q_{\text{ГВП}}$ Попит на енергію гарячої води (кВт ч)

$Q_{\text{РецГВП}}$ Попит на енергію рециркуляції гарячої води (кВт год)

W_{HT} Робота на стадії НТ (кВт год)

W_{BT} Робота за стадії ВТ (кВт год)

ε_1 COP для НТ стадії

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	Арк.
						68
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ε_2 COP для стадії ВТ

а Частка підігріву

2.6.3 Аналіз системи 6

У каскадній системі 6 низькотемпературні робочі температури дорівнюють системам 2 і 4 за однаковими характеристиками при $\varepsilon_1 = 4,63$. Тут теплопередача від R407C безпосередньо до R134a і, отже, $t_{e2} = 30$ ° С, наступні $\eta_{c2} = 0,59$, $\varepsilon_{c2} = 9,7$ і $\varepsilon_2 = 5,70$, відповідно. У каскадній системі 6 коефіцієнт $a = 0$ і значення COP:

$$COP_{S6} = \frac{\frac{4.63}{4.63 - 1} + \frac{4.63}{(4.63 - 1)(5.70 - 1)}}{\frac{1}{4.63 - 1} + \frac{4.63}{(4.63 - 1)(5.70 - 1)}} = 2.83$$

2.6.3 Аналіз системи 7

У системі 7 низькотемпературні робочі температури також дорівнюють системам 2 і 4, виконуючи одну й ту саму продуктивність при $\varepsilon_1 = 4,63$. Однак тут відбувається теплопередача від R407C до води у HS1 і від води до R134a і, таким чином, $t_{b2} = 25$ ° С, після $\eta_{c2} = 0,58$, $\varepsilon_{c2} = 8,45$ і $\varepsilon_2 = 4,90$, відповідно. У системі 7 $a = 0,407$, а значення COP:

$$COP_{S7} = \frac{\frac{4.63}{4.63 - 1} + \frac{(1 - 0.407)4.63}{(4.63 - 1)[4.90 - (1 - 0.407)]}}{\frac{1}{4.63 - 1} + \frac{(1 - 0.407)4.63}{(4.63 - 1)[4.90 - (1 - 0.407)]}} = 3.22$$

Навіть якщо каскадні системи отримують вигоду, уникнувши однієї температурної стадії, загальна продуктивність буде краще в системі 7. Це пов'язано з попереднім підігріванням гарячої води з тепловим насосом НТ з низьким тиском і високою ефективністю. Теплопоглинання HS2 входить до теплових втрат мережі трубопроводів рециркуляції. Енергоспоживання циркуляційних насосів не включається.

Виконання систем порівнюється шляхом зміни фактора $b = Q^{\text{pec}}_{\text{ГВП}} / Q^{\text{зар}}_{\text{ГВП}}$ та температури t_{c1} . Температури, використувані при розрахунках

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						69
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

порівняння, наведені в таблиці 1. Різниця температури між конденсаційним холодоагентом і залишковою водою вибирається як 2°C , але між вхідним розчином або водою та випарюючим хладагентом його вибирають як 8°C . Без сухого охолодження перший не збільшує послідовність послідовності конденсатора до перевищення, а остання забезпечує достатній перегрівання всмоктувального газу. Замість цього в каскадній системі різниця температур між конденсацією R407C і випарюванням R134a вибирається як 5°C . Передбачається, що це забезпечить достатній перегрівання всмоктувального газу R134a через підвищену температуру вхідного перегрітого R407C.

Таблиця 1. Системні характеристики та температури. LT: низька температура; і HT: висока температура.

Система	Підігрів ГВ	Догрів ГВ, рециркуляція	$t_{к2}$ °C	$t_{гвп2}$ °C	$t_{пец}^{гвп2}$ °C	$t_{к1}$ °C	$t_{в2}$ °C	$t_{гвп1}$ °C	$t_{хв}$ °C	$t_{в1}$ °C
2	ТН (НТ) 1	Електронагрівач	-	60	55	25-50	-	23-48	5	-5
3	ТН (ВТ) 1	ТН 1 (ВТ)	-	60	55	65	-	-	5	-5
4	ТН (НТ) 1	ТН 2 (ВТ)	65	60	55	25-50	-5	23-48	5	-5
5	*	ТН 2 (ВТ)	-	60	55	65	-5	-	5	-
6	*	Каскадний ТН 2 ВТ	65	60	55	25-50	20-45	-	5	-5
7	ТН (НТ) 1	ТН 2 (ВТ)	65	60	55	25-50	15-40	23-48	5	-5

*: Тепловий насос 1 НТ працює тільки для опалення приміщень.

Фактор b – частка рециркуляції гарячої водопостачання від загальної потреби у теплі – залежить від довжини та ізоляції трубої мережі, кількості сушарок рушників або інших опалювальних теплообмінників та ізоляції HS2. З короткими і добре ізольованими трубопроводами і без сушарок можна досягти низького значення для фактора b , наприклад, $b = 0,1$. Якщо в кожній квартирі є рушник, а трубопроводи довгі та погано ізольовані, коефіцієнт b високий, наприклад, $b = 0,6$. Значення COP системи 7 показані на рисунку 2.14 з різною температурою конденсації та фактором b як параметром.

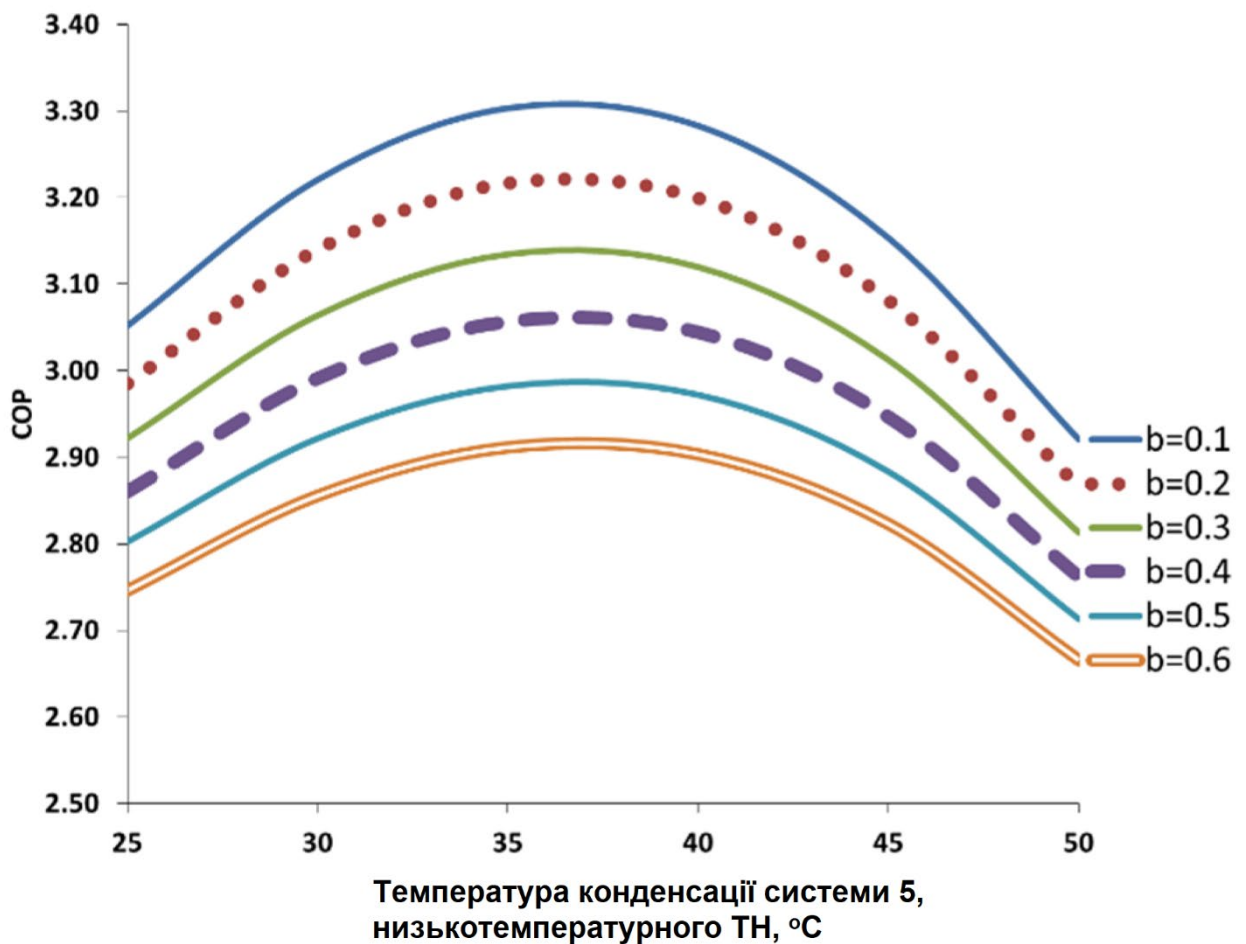


Рисунок 2.14. Коефіцієнт ефективності (COP) значень системи 7.

Оптимальна температура конденсації становить 35-37 ° С. Цей результат доцільно відповідати експериментальному дослідженню щодо оптимальної проміжної температури повітря R410A (НТ) / R134a (ВТ) до каскадного теплового насоса. Значення КС знижується приблизно на 5%, якщо t_{c1} або збільшується, або зменшується на 10 ° С від оптимального. Значення COP зростає приблизно на 12%, якщо коефіцієнт b зменшується від 0,6 до 0,1, і t_{c1} знаходиться в межах оптимального діапазону. Ця зміна менша з нижчою або вищою температурою.

Фактор $b = 0,2$ вибирається для розрахунків порівняння продуктивності системи, оскільки це можливо досягти з розумною товщиною ізоляції (рис. 2.15).

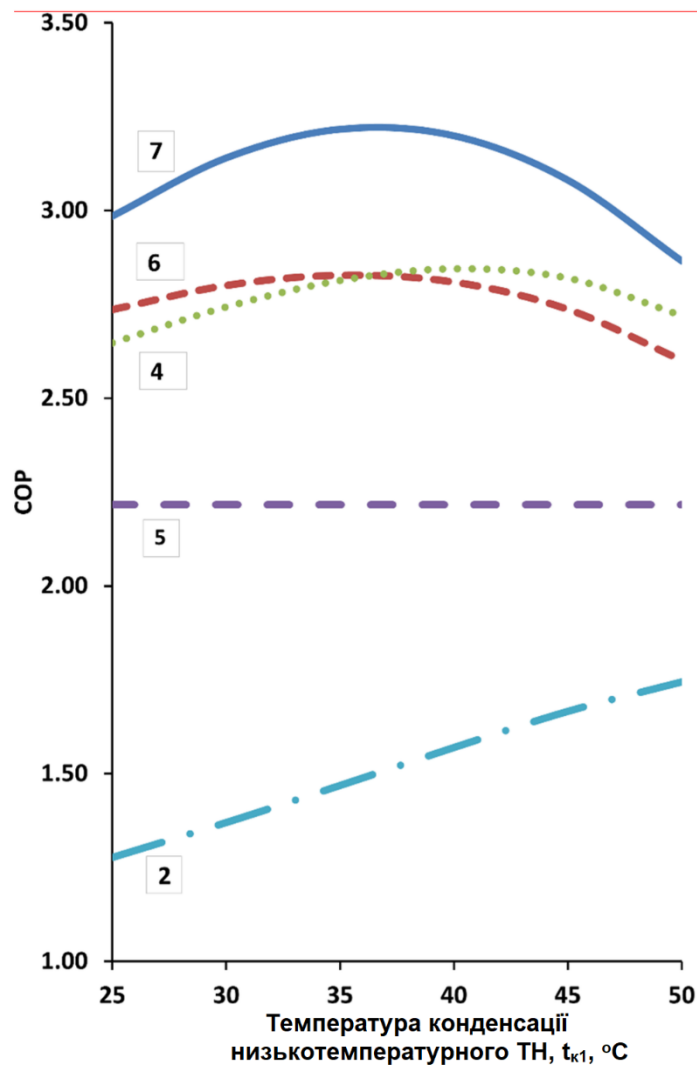


Рисунок 2.15. Порівняння значень COP.

Значення COP для системи 2 є найменшим за рахунок електричного нагрівача, але воно збільшується з 1,28 до 1,74, коли t_{c1} збільшується з 25 ° C до 55 ° C, тобто частка попереднього підігріву a з теплового насоса збільшується з 0,26 до 0,63 .

За допомогою системи 5 загальний тепловий попит на гарячу воду $Q_{ГВП}^{заг}$ постачається тепловим насосом ВТ2, коли тепловий насос НТ працює лише для опалення приміщень. Це дає значення COP 2,22, а коефіцієнт b не впливає на результат.

Крива продуктивності системи 4 збільшується, оскільки продуктивність теплового насоса НТ вище, ніж тепловий насос ВТ 2. Крива досягає максимального значення COP 2,84, коли t_{k1} становить 40 ° C, тобто $a = 0,48$. Тоді вона починає зменшуватися, тому що крім зменшення ϵ_{c1} , η_{c1}

також починає зменшуватися (рис. 2.10). Однак, значення КС тоді вище, ніж у Системі 6. Причиною цього є те, що каскадний тепловий насос передає всю енергію на ВТ ($a = 0$), коли тепловий насос НТ 1 в системі 4 передає значну частку при нижчій температурі. Цей ефект менше, коли $t_{к1} = 25-35 \text{ }^\circ\text{C}$, а значення ККД каскадного теплового насоса вище. При $t_{к1} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, системи рівні.

Система 7 поєднує в собі переваги каскадних систем 4 та 6. По-перше, теплові насоси 1 і 2 працюють у послідовному з'єднанні. Хоча $5 \text{ }^\circ\text{C}$ втрачається через передачу тепла в додатковому теплообміннику, ε_c і η_c обох теплових насосів залишаються на високому рівні. Робочі температури стадії НТ, а отже, і ε_c і η_c , рівні в системах 6 та 7. По-друге, гаряча вода нагрівається в два етапи.

Відповідно, система 7 дає найвищу величину COP при всіх розглянутих температурах t_{c1} . За оптимальної температури економія електроенергії становить 12% у порівнянні з системами 4 та 6, 31% у порівнянні з системою 5 та 54% в порівнянні з системою 2.

З іншого боку, виключено використання енергії насосів, що зменшує значення COP, наведені на рисунку 2.14. Насос холодоносія є найпотужнішим, а його об'ємний витрата збільшується, якщо значення COP покращується. Інші насоси відносно невеликі.

Розмір теплового насоса 1 (НТ) визначається, головним чином, теплоспоживанням опалення приміщень, тому різниця в цінах між цими компресорами є граничні витрати.

Проте об'єм потоку теплового насоса 2 (ВТ) вище в системах 4 та 5, ніж в системі 7, оскільки питомий об'єм газу всасування R134a приблизно в 2,5 рази більше при тиску температури випарювання $t_b = -5 \text{ }^\circ\text{C}$ ніж $t_b = 25 \text{ }^\circ\text{C}$. Крім того, ε_2 теплового насоса 2 (НТ) більш ніж подвоюється в системі 7, ніж у системах 4 та 5. Отже, розмір компресора значно менше в системі 7, ніж у системах 4 та 5. Що стосується систем 6 та 7, каскадний тепловий насос 2 (НТ) включає в себе два компресора та інші додаткові пристрої, а отже,

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						73
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

система 6 коштує дорожче. Замість цього обчислення вартості життєвого циклу необхідні для уточнення порядку прибутковості між системами 1, 2, 3 та 7.

Груба оцінка у середньомісному багатоквартирному будинку показано в Таблиці 2, щоб продемонструвати величину витрат на виробництво гарячої води. Витрати на енергію системи 1 лежать між системами 2 та 5. Витрати на енергію системи 3 лежать між системами 4 та 5.

Таблиця 2. Витрати енергії на виробництво гарячої води з різними системами теплового насоса.

Сім'я	1	-	Середня $Q_{\text{ГВП}}$	13,3	кВт
Мешканці	4	-	$Q_{\text{ГВП}}^{\text{реп}}$	3,4	кВт
Спожив ГВП	500	л/день	$Q_{\text{ГВП}}^{\text{сум}}$	146	МВт
Втрати HS2	500	Вт	Річна вартість ел/ен		
Довжина труб	375	м	Електронагрівач	4905,6	Грн
Втрати в трубах	6	Вт/м	Система 2 (COP = 1,47)	3355,4	Грн
Кількість рядів сушарок	3		Система 5 (COP = 2,22)	2207,5	Грн
Втрати в сушарці	200	Вт	Система 4 (COP = 2,81)	1744,5	Грн
Вартість ел/енергії	168 0	Грн/МВт* ч	Система 6 (COP = 2,83)	1732	Грн
			Система 7 (COP = 3,14)	1561,2	Грн

Подальше дослідження необхідна в системі 7 через високу температуру випаровування t_{e2} . Більшість компресорів призначені для температури випаровування нижче 20°C . Перевищення цього приводу призводить до перевантаження двигуна. Проте існують каскадні теплові насоси, де стадія НТ працює з R134a для одержання гарячої води при температурі 60°C або вище. Використання каскадного теплового насоса з температурою випаровування приблизно на 32°C можливо з хладагентом НТ теплового насоса R600a.

Система 7 забезпечує можливість виробництва всієї кількості гарячої води з високим значенням COP. Компресор НТ або ВТ може працювати окремо, що неможливе у більшості каскадних або інших двоступеневих теплових насосів. Ця незалежна функція роботи також спрощує керування

системою. Використання водних резервуарів подовжує періоди експлуатації компресорів, що є корисним, при великій кількості вмикань / вимикань ТН.

Щоб максимально підвищити продуктивність системи 7, перш за все необхідно уникати встановлення великої кількості сушарок та інших нагрівальних котушок у мережі рециркуляції, а по-друге, щоб ізолювати гарячу воду та рециркуляційні трубопроводи. Нарешті, вигідніше проектувати систему опалення на місці для низької температури подачі води.

Оптимальна температура конденсації для теплового насоса 1 (НТ) досить висока для підігріву підлоги, для опалення НТ та для фанкойлів в будівлях з низьким енергоспоживанням. З іншого боку, також можна використовувати HS2 для підігріву подачі води системи опалення в приміщення до більш високої температури.

Частка виробництва гарячої води в загальному обсязі теплового споживання будівлі збільшилася, а температура гарячої води вище, ніж у системі опалення. Тому виробництво гарячої води стало важливішим у проекті опалення. У цьому дослідженні описано та проаналізовано альтернативні варіанти ГТН для виробництва гарячої води.

Вводиться двоступенева система теплового насосу, з якої може бути вироблена гаряча вода з приблизно на 31% меншим споживання електроенергії, ніж одноступеневий тепловий насос. Як правило, у системі опалення ГТН існує два резервуари для води: один – це бак для системи опалення, а інший для системи ГВП. У цій системі дві серії однотипних теплових насосів з'єднані з використанням цих резервуарів для води. Тепловий насос НТ з холодоагентом R407C працює між джерелом ґрунту та НТ баком HS1, а тепловий насос ВТ з R134a працює між цистернами HS1 і HS2.

Гаряча вода попередньо нагрівається в НТ баці HS1, і, нарешті, знову нагрівається в резервуарі HS2, де також нагрівається рециркуляційна гаряча вода. Обидва теплові насоси можуть працювати окремо.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						75
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Крім того, споживання електроенергії на 12% менше, ніж в каскадній системі, навіть якщо один ступінь температури втрачається через передачу тепла від конденсатора до води, а потім до холодоагенту в випарнику теплового насосу ВТ. Попереднє нагрівання гарячої води з тепловим насосом НТ з низьким тиском і високим значенням COP компенсує цю втрату. Коли температура випарювання теплового насоса НТ постійна -5°C , а температура конденсації теплового насосу ВТ становить 65°C , продуктивність системи залежить від проміжної температури конденсації/випаровування. Оптимальна температура конденсації теплового насоса НТ виявилася $35-37^{\circ}\text{C}$. Система 7 дає можливість виробляти всю кількість гарячої води з високим значенням COP.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						76
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

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 «Роздолтеплокомуненерго» 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

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						77
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

«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 - 92%). Такий показник забезпечив би економію палива в

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						78
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

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

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						79
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

кредит. Підприємство забезпечує 30% потреби в електроенергії за рахунок 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.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						80
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Внаслідок цього відбувається намокання теплоізоляції, зовнішня корозія 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 соціальної інфраструктури (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, складала 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.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						81
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

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

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						82
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

використанням біомаси з прогнозованою собівартістю виробництва електроенергії на рівні 25-35 коп / кВтг до 2030р. На сьогоднішній день в Україні використовуються 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

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						83
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

інтересів як виробників, так і споживачів. Тарифи повинні забезпечувати надійність теплопостачання та підтримання резерву теплових потужностей, стимулювати інвесторів 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 середньорічної 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

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						84
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

класифікації Закону України «Про теплопостачання», то децентралізоване теплопостачання - це джерела продуктивністю від 1 до 3 Гкал / год, і при 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

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						85
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

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-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.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						86
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

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 / чел) в цілому по підприємствах України, відпускає теплоенергію житлово-комунальному господарству, становить 554 Гкал / чел, по підприємствах комунальної теплоенергетики - 450 Гкал / чел, Мінпаливенерго - 1471 Гкал / чел, по промисловим та ін. підприємствам - 472 Гкал / чел 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

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						87
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

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 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 економічних показників системи теплопостачання:

Тепловий насос

Капітальні вкладення в систему:

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

де

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						88
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

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

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

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

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

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

Витрати на експлуатацію обладнання:

$$E = \sum E_{міс} * C, \text{ грн} \quad (5.2)$$

де

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

C – вартість 1 кВт*год, грн. (C = 1,68 грн)

Щомісячні витрати електроенергії:

$$E_{міс} = P_{ел} * K_{дн} * K_{год}, \text{ кВт*год} \quad (5.3)$$

де

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

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

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

Таблиця 3.2 Витрати енергії на виробництво гарячої води з різними системами теплового насоса

Сім'я	1	-	Середня $Q_{гвп}$	13,3	кВт
Мешканці	4	-	$Q_{гвп}^{реп}$	3,4	кВт
Спожив ГВП	500	л/день	$Q_{гвп}^{сум}$	146	МВт
Втрати HS2	500	Вт	Річна вартість ел/ен		
Довжина труб	375	м	Електронагрівач	4905,6	Грн
Втрати в трубах	6	Вт/м	Система 2 (COP = 1,47)	3355	Грн
Кількість рядів сушарок	3		Система 5 (COP = 2,22)	2207,5	Грн
Втрати в сушарці	200	Вт	Система 4 (COP = 2,81)	1744,5	Грн
Вартість ел/енергії	1680	Грн/МВт*ч	Система 6 (COP = 2,83)	1732,2	Грн
			Система 7 (COP = 3,14)	1561,2	Грн

Таблиця 3.3 загальні витрати на систему опалення

Річна вартість ел/ен

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	Арк.
						89
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Електронагрівач	16352	Грн
Система 2 (COP = 1,47)	11183,5	Грн
Система 5 (COP = 2,22)	7358,4	Грн
Система 4 (COP = 2,81)	5814,8	Грн
Система 6 (COP = 2,83)	5774,2	Грн
Система 7 (COP = 3,14)	5204	Грн

Таблиця 3.3 Основні економічні показники системи

Капітальні витрати, грн	1500000
Експлуатаційні витрати, грн/рік	16352

Зекономлені кошти:

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

де

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

$T_{\text{1ГВт}}$ – тариф на вироблений 1ГВт тепла, грн. ($T_{\text{1ГВт}} = 128,2$ грн)

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

Термін окупності системи тепlopостачання:

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

$$T = \frac{3500000+817600}{572320} = 7,54 \text{ років}$$

Порівняння різних схемних рішень за економічними показниками представлено в наступному розділі.

3.3. Порівняння різних систем тепlopостачання за економічними показниками.

За проведеними техніко-економічними розрахунками отримали такі економічні показники:

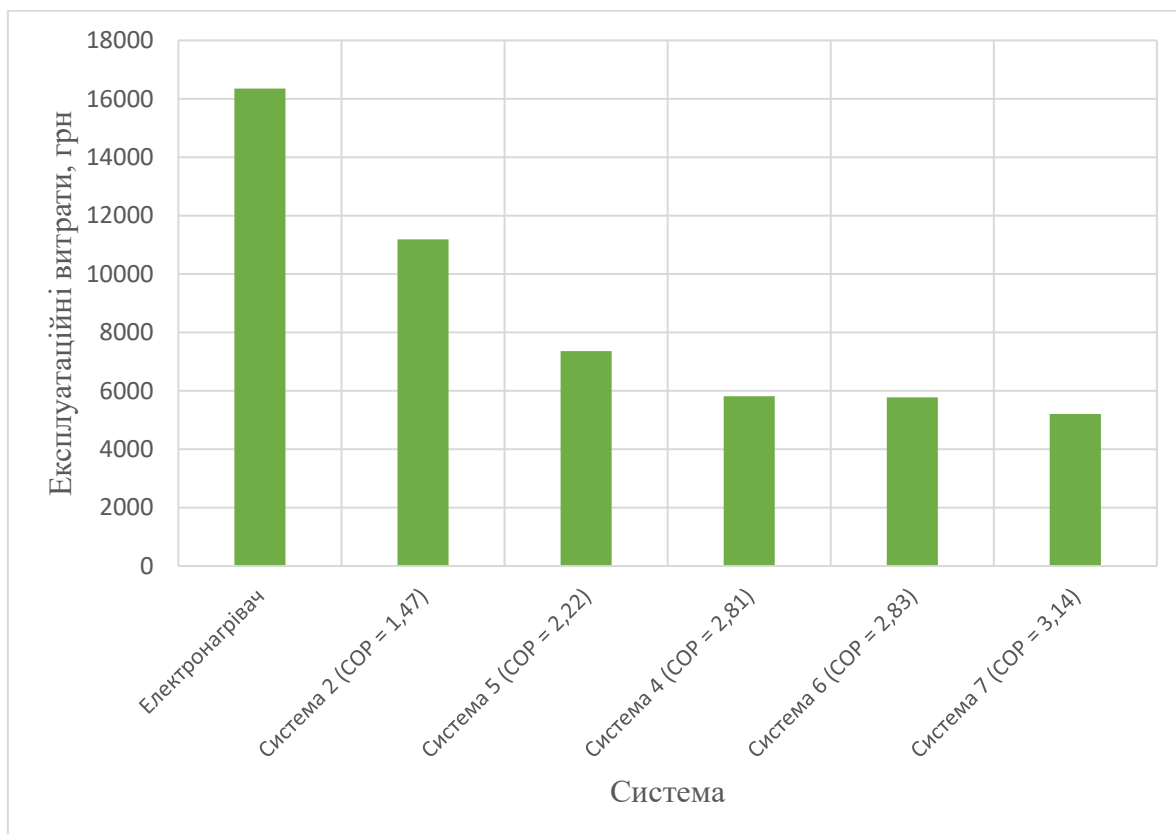


Рис. 3.1 Порівняння загальних експлуатаційних витрат

Були розраховані експлуатаційні витрати для розглянутих систем. Розрахунки показали, що запропоновані схемні рішення теплонасосних установок дозволяють значно знизити експлуатаційні витрати у порівнянні з електронагрівачами.

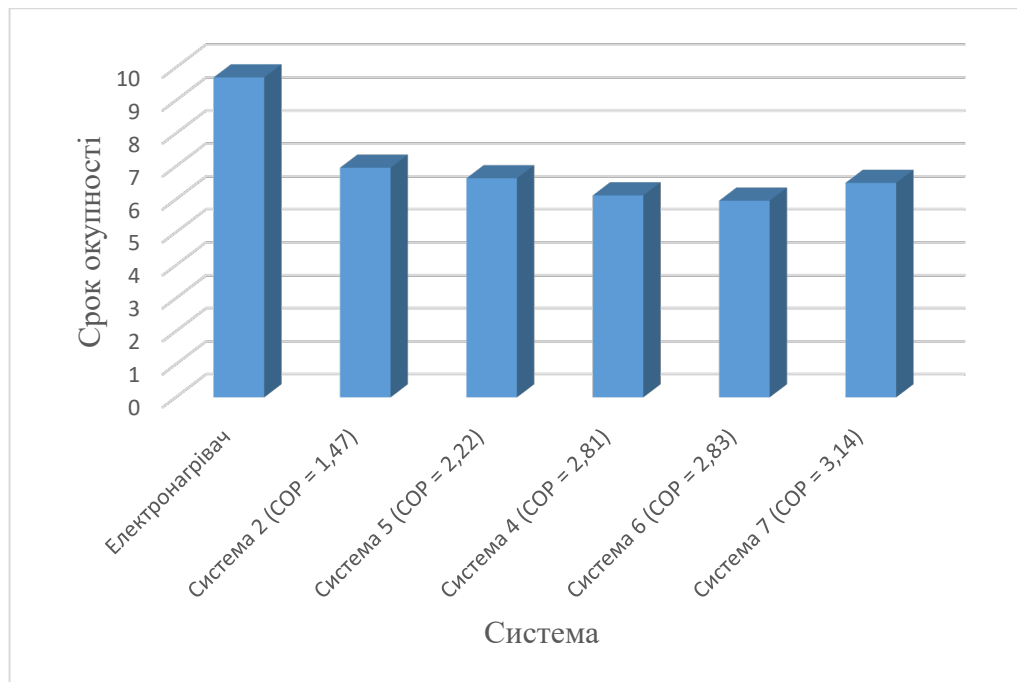


Рис. 3.2 Порівняння термінів окупності досліджуваних систем

Тепловий насос з розрахунку обійдеться в 1500000 грн, за експлуатацію щорічно треба буде сплачувати від 5204 грн до 16352 грн в залежності від обраного схемного рішення та окупується він до 7 років.

РОЗДІЛ 4 Охорона праці

4.1 Токсичність застосованих речовин

Властивості R134a.

Холодоагент R134a - це гідрофторуглеродне з'єднання (НГС) з термодинамічними властивостями, порівнянними з властивостями хлорфторуглеродна. R134a має нульовий озоноруйнуючий потенціал ($ODP = 0$) і повсеместно вважається кращим заміном холодоагенту R12. R134a є ідеальним холодоагентом для роботи в умовах високих температур кипіння і конденсації. R134a - це безпрімесний холодоагент, який має нульове температурне «ковзання». При роботі складагентом R134a завжди використовуйте поліефірне масло. В компресорах фірми Maneurop з рії MTZ використовуйте масло 160PZ, яке поставляється з компресорами для роботи спільно з холодоагентом R134a. Для правильного вибору потрібного типу компресора використовуйте область його експлуатації з холодоагентом R134a і таблиці експлуатаційних характеристик. У компресорах Maneurop серії MT холодоагент R134a застосовувати не дозволяється, навіть якщо мінеральне масло буде замінено на поліефірне.

Холодоагент R -134a Формула CF_3CFH_2 (тетрафторетан). Молекула R134a має менші розміри, ніж молекула R12, що робить більш значною небезпека витоків. Потенціал руйнування озону $ODP = 0$, потенціал глобального потепління $GWP = 1300$.

Холодоагент R134a нетоксичний і не запалюється у всьому діапазоні температур експлуатації. Однак при попаданні повітря в систему і стисненні можуть утворюватися горючі суміші. Не слід змішувати R134a з R12, так як утворюється азеотропная суміш високого тиску з масовими частками компонентів 50 і 50%. Тиск насиченої пари цього холодоагенту трохи вище, ніж у R12 (відповідно 1,16 і 1,08 МПа при 45 оС). Пар R134a розкладається під впливом полум'я з утворенням отруйних і дратівливих сполук, таких, як фторводород.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						93
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

За класифікацією ASHRAE цей продукт відноситься до класу A1. У середнетемпературном обладнанні (температура кипіння -7 оС і вище) R134a має експлуатаційні характеристики, близькі до R12. Для R134a характерні невелика температура нагнітання (вона в середньому на 8 ... 10 оС нижче, ніж для R12) і невисокі значення тиску насичених парів.

Заходи безпеки при роботі з вуглекислим газом (вуглекислою):

Для роботи з холодоагентом R134a рекомендуються тільки поліефірні холодильні масла, які характеризуються підвищеною гігроскопічністю. R134a широко використовують у всьому світі в якості основної заміни R12 для холодильного обладнання, що працює в середнетемпературном діапазоні. Його застосовують в автомобільних кондиціонерах, побутових холодильниках, торговому холодильному середнетемпературном обладнанні, промислових установках, системах кондиціонування повітря в будівлях і промислових приміщеннях, а також на холодильному транспорті. Холодоагент можна використовувати і для ретрофіта обладнання, що працює при більш низьких температурах. Однак в цьому випадку, якщо не замінити компресор, то холодильна система буде мати знижену холодопродуктивність. R134a сумісний з низкою ущільнюючих матеріалів, в частості з прокладками, зробленими з таких матеріалів, як «Буна-Н», «хайпалон 48», «Неопрен», «Нордел», а також зі шлангами, футурованими нейлоном. Разом з тим в водоохолоджувальних установках з гвинтовими і відцентровими компресорами застосування R134a має певні перспективи.

У холодильних установках, що працюють при температурах кипіння нижче -15 оС, енергетичні показники R134a гірше, ніж у R12 (на 6% менше питома об'ємна холодопродуктивність при -18 оС), і холодильний коефіцієнт. У таких установках доцільно застосовувати холодоагенти з більш низькою нормальною температурою кипіння або компресор зі збільшеним годинним обсягом, описуваних поршнями.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						94
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		с

У середнетемпературних холодильних установках і системах кондиціонування повітря холодильний коефіцієнт R134a рівний коефіцієнту для R12 або вище його. У високотемпературних холодильних установках питома об'ємна холодопродуктивність при роботі на R134a також трохи вище (на 6% при $t_0 = 10$ оС), ніж у R12.

Через значного потенціалу глобального потепління GWP рекомендується застосовувати R134a в герметичних холодильних системах. Вплив R134a на парниковий ефект в 1300 разів сильніше, ніж у CO₂. Так, викид в атмосферу однієї заправки R134a з побутового холодильника (близько 140 г) відповідає викиду 170 кг CO₂. У Європі в середньому 448 г CO₂ утворюється при виробництві 1 кВт * год енергії, т. Е. Цей викид відповідає виробництву 350 кВт * год енергії.

Категорії виробництв по вибухопожежній небезпеці

Класифікація виробництва по ступеню вибуховою, вибухопожежної і пожежної небезпеки згідно ОНТП 24-86.

Згідно нормам технологічного проектування по вибухопожежній і пожежній небезпеці приміщення і будівлі підрозділяють на категорії А, Б, В, Г і Д.

Визначають категорії шляхом послідовної перевірки відповідності приміщення вимогам, що пред'являються до кожної групи:

Машинні і апаратні відділення холодильної установки відносяться до категорії Д.

Техніка безпеки на холодильниках передбачає наступні вимоги: приміщення холодильників повинні бути забезпечені засобами пожежогасінні, всі ізольовані трубопроводи в місцях проходження через стіни і перекриття повинні мати вставки з ізоляційного матеріалу, що не згорає, в машинному відділенні повинні бути спеціальні місця для зберігання в закритому вигляді обтиральних матеріалів (забороняється зберігання

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						95
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

бензину, газу і інших легкозаймистих речовин), будівельні, монтажні і ремонтні роботи із застосуванням відкритого полум'я і електрозварювання в холодильних камерах і машинних відділеннях повинні здійснюватися за наявності письмового допуску і при дотриманні протипожежних заходів.

Об'ємно-планувальні рішення

Об'ємно-планувальні рішення по розміщенню проекрованої установки: всі частини холодильної установки, що містять двоокис вуглецю розташовують в машинному відділенні, заввишки не меншого 2,5м. Машинне відділення розташовується у підвальному приміщенні будинку. Двері машинного відділення виходять назовні будівлі.

Мінімальні розміри проходів для хладонових компресорів з об'ємною подачею менш $0.0017\text{м}^3/\text{с}$ складають: головний прохід від електтроситка до виступаючих частин машин – 1.2м, між виступаючими частинами машини - 1м.

Методи визначення місць витоків холодильного агента

Нещільність в хладонових холодильних установках виконують за допомогою розчину мильної емульсії, полімерних індикаторів, галоїдних ламп і течношукачів. Перспективним засобом є додавання до хладонів фарбувальних індикаторів, створюючих в місцях нещільності стійкі колірні плями.

При контролі за допомогою розчину мильної емульсії нещільності виявляють по бульбашках, що виникають в місцях витоків. Чутливість розчину мильної емульсії невисока, контроль герметичності систем хладагента трудомісткий, з розчином складно працювати при відємній температурі навколишнього повітря. Полімерні індикатори - водні розчини природних і синтетичних полімерів з додатками поверхнево-активних речовин, регуляторів водневого показника середовища, антифризів і фарбників. Індикатори мають високу чутливість і використовуються в інтервалах температур навколишнього повітря $+5 \div +30^\circ\text{C}$ («склад-1»). У місцях витоків полімерний склад, нанесений на контрольовану поверхню

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						96
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

фарборозпилювачем, утворює скупчення міхурів або «кокони» піни, які стійко зберігаються не менш ніж 24 години.

Принцип дії галоїдної лампи заснований на властивості з'єднань, що містять галоїди (фтор і хлор), змінювати колір полум'я пальника у присутності нагрітої до 600 - 700°C міді. Галоїдні течношукачі (типу ВАГТІ-3, ГТІ-6, БГТІ-5) володіють вищою чутливістю, ніж галоїдні лампи. Принцип дії течношукачів заснований на властивості розжареної платини збільшувати іонну емісію з своєї поверхні у присутності газів, що містять галоїди.

При визначенні місць витоку фреону галоїдними лампами і течношукачами приміщення машинного відділення заздалегідь вентилують, під час перевірки в приміщенні не повинно бути сильних приток повітря.

4.2 Контрольно-вимірювальні прилади

Розглянемо наступні контрольно-вимірювальні прилади :

манометри, газоаналізатори, сигналізатори, арматура, реле рівня, реле витрати.

На всмоктувальній і нагнітальній сторонах кожного компресора повинні бути встановлені, фреонові мановакууметри і манометри з шкалою тиску і температур.

На кожному компресорі повинні бути встановлені манометр або мановакууметр для вимірювання тиску мастила. Манометри і мановакууметри повинні бути не нижче 2,5 по ГОСТу 8625-65.

Манометри і мановакууметри повинні перевірятися і пломбуватися в установленому порядку не рідше за один раз на рік, а також після кожного ремонту. Крім того, не рідше за один раз на 6 місяців підприємством повинна проводитися додаткова перевірка робочих манометрів контрольним із записом результатів в журнал контрольних перевірок.

За відсутності контрольного манометра допускається додаткову перевірку проводити перевіреним робочим манометром.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						97
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Манометри повинні бути встановлені так, щоб їх свідчення були виразно видні обслуговуючому персоналу; циферблат повинен бути розташований у вертикальній площині або з нахилом вперед до 30°.

Манометри і мановакууметри, встановлені на висоті вище 3,5 м від рівня майданчика для обслуговування, повинні бути діаметром не менш 200 мм.

Не допускається застосовувати манометри і мановакууметри у випадках, коли відсутня пломба або клеймо, прострочений термін перевірки, а також з розбитим склом або іншими пошкодженнями, що можуть відбитися на правильності їх свідчень.

Запорні вентиля повинні встановлюватися: на кожній всмоктуючій і нагнітальній лініях компресора; на кожному вхідному і вихідному патрубках збірок рідкого фреону (ресивера, кожухотрубного випарника).

Збірки рідкого холодоагенту (ресивер) повинні забезпечуватися показниками рівня рідини.

Арматура повинна бути доступна для зручного і безпечного обслуговування і ремонту.

Установка повинна бути забезпечена реле тиску, який зупиняє компресор у разі підвищення надмірного тиску нагнітання. Це реле повинне бути приєднане до замповного нагнітального вентиля компресора по ходу фреону. На кожному компресорі повинне бути встановлене реле контролю мастила, що зупиняє компресор у разі пониження тиску в системі мастила до нижньої допустимої межі.

Компресори з охолоджуючою водяною рубашкою повинні забезпечуватися автоматичним приладом (реле витрати, реле тиску і ін.), що зупиняє компресор у разі припинення надходження води в охолоджуючу рубашку.

4.3 Правила безпеки при обслуговуванні установки

Основні правила безпеки при обслуговуванні холодильної установки – заправка холодильним агентом, видалення повітря.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						98
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Планові огляди і ревізії установки повинні проводитися відповідно до затвердженого графіка, складеного з урахуванням рекомендацій заводу-виготівника і експлуатаційних умов кожної установки.

Огляд та попереджувальний ремонт системи заземлення повинно оглядатися відповідно до вимог «Правил технічної експлуатації і безпечного обслуговування електроустановок промислових підприємств».

Закривати нагнітальний вентиль компресора дозволяється тільки після усунення можливості його автоматичного пуску. Вимірювання лінійного мертвого простору компресора проводиться тільки при ручному провертанні валу.

Забороняється експлуатувати запорну арматуру з пошкодженими маховичками, що ускладнюють відкриття і закриття судин, апаратів і балонів.

Щоб уникнути заклинювання вентилів, що не мають зворотного ущільнення сальника при виведеному маховичку, забороняється тримати їх у відкритому повністю положенні. Якщо за умовами експлуатації запорний вентиль необхідно відкривати на максимальний прохід, то його спочатку слід відкрити повністю, а потім повернути назад, приблизно на 1/8 обороту маховичка.

Манометри і мановакууметри повинні перевірятися і пломбуватися в установленому порядку не рідше за один раз на рік, а також після кожного ремонту. Крім того, не рідше за один раз на 6 місяців підприємством повинна проводитися додаткова перевірка робочих манометрів контрольним із записом результатів в журнал контрольних перевірок.

За відсутності контрольного манометра допускається додаткову перевірку проводити перевіреним робочим манометром.

Користування несправними автоматичними приладами забороняється. Перевірка приладів автоматичного захисту повинна проводитися не рідше за раз на рік з складанням акту. Знімати огорожі з працюючого устаткування забороняється.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						99
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Забороняється одночасно закривати вхідний і вихідний вентиля на апаратах, заповнених вуглекислотою більш ніж на 80% об'єму.

Витік холодоагенту слід усувати негайно при виявленні. У разі значного витоку слід негайно зупинити компресор, включити вентиляцію або відкрити вікна і двері, і усунути витік.

Підтягання болтів у фланцевих з'єднаннях, а також повну або часткову заміну сальникового набивання запорної арматури дозволяється проводити тільки після пониження тиску холодоагенту в пошкодженій ділянці до атмосферного і відключення цієї ділянки від решти системи.

При огляді внутрішніх частин компресорів і апаратів вирішується для цілей освітлення користуватися тільки переносними лампами напругою не вище 36 в або електричними кишеньковими і акумуляторними ліхтарями.

При додаванні холодоагенту в установку слід керуватися вказівками, що відносяться до заповнення установки

У разі заповнення балонів з установки дозволяється використовувати лише балони з не простроченим терміном перевірки. Норма заповнення на 1 л місткості не повинна перевищувати 1,1 кг холодоагенту.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						100
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		€

ВИСНОВКИ

Було проаналізовано сім різних видів схемних рішень теплових насосів. Результати розрахунків показали, що для високотемпературного теплового насоса використання R134a в якості холодоагенту є найефективнішим через його найвищий η_r та найнижчий тиск при температурі конденсації 65°C. R407C був обраний для низькотемпературного теплового насоса за його найвищого η_r . При використанні для систем опалення при температурі 35-37°C.

Використання двоступеневого теплового насосу, для вироблення гарячої води приводить до меншого споживання електроенергії (до 23%), ніж одноступеневим тепловим насосом. Гаряча вода попередньо нагрівається в НТ баці HS1, і, нарешті, знову нагрівається в резервуарі HS2, де також нагрівається рециркуляційна гаряча вода. Обидва теплові насоси можуть працювати окремо.

Споживання електроенергії в двоступеновому тепловому насосі на 12% менше, ніж в каскадній системі, навіть якщо один ступінь температури втрачається через передачу тепла від конденсатора до води, а потім до холодоагенту в випарнику теплового насосу ВТ. Попереднє нагрівання гарячої води з тепловим насосом НТ з низьким тиском і високим значенням COP компенсує цю втрату. Коли температура випарювання теплового насоса НТ постійна -5°C, а температура конденсації теплового насоса ВТ становить 65°C, продуктивність системи залежить від проміжної температури конденсації/випаровування. Оптимальна температура конденсації теплового насоса НТ виявилася 35-37°C. Система 7 дає можливість виробляти всю кількість гарячої води з високим значенням COP.

Система двоступінчастого теплового насосу поєднує в собі переваги каскадних систем 4 та 6. По-перше, теплові насоси 1 і 2 працюють у послідовному з'єднанні. Хоча 5°C втрачається через передачу тепла в додатковому теплообміннику, ϵ_c і η_c обох теплових насосів залишаються на

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						101
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		€

високому рівні. Робочі температури стадії НТ, а отже, і ϵ_c і η_c , рівні в системах 6 та 7. По-друге, гаряча вода нагрівається в два етапи. Відповідно, система 7 дає найвищу величину COP при всіх розглянутих температурах t_{c1} . За оптимальної температури економія електроенергії становить 12% у порівнянні з системами 4 та 6, 31% у порівнянні з системою 5 та 54% в порівнянні з системою 2.

Були розраховані експлуатаційні витрати для розглянутих систем. Розрахунки показали, що запропоновані схемні рішення теплонасосних установок дозволяють значно знизити експлуатаційні витрати у порівнянні з електронагрівачами.

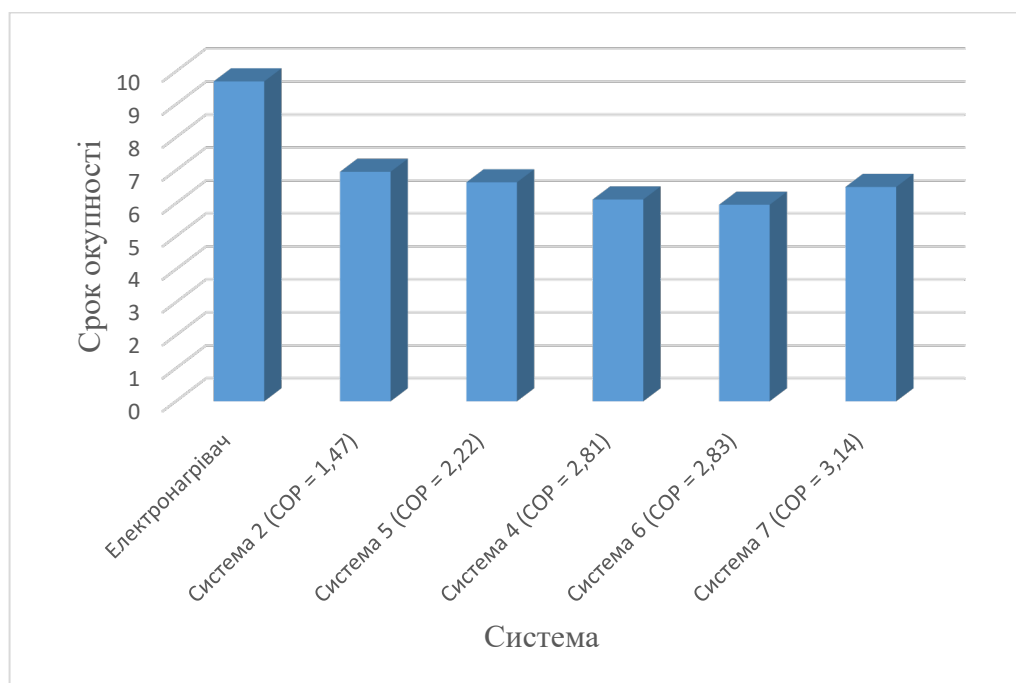


Рис. 3.2 Порівняння строків окупності досліджуваних систем

Тепловий насос з розрахунку обійдеться в 1500000 грн, за експлуатацію щорічно треба буде сплачувати від 5204 грн до 16352 грн в залежності від обраного схемного рішення та окупається він до 7 років.

Список використаних джерел інформації

1. Official Journal of the European Union. DIRECTIVE (EU) 2018/2001 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 11 December 2018 on the promotion of the use of energy from renewable sources.
2. Colin Patrick Gleeson, Robert Lowe, “Meta-analysis of European heat pumps field trial efficiencies”.
3. Francesco Madonna, Francesca Bazzocchi, “Annual performances of reversible air-to-water heat pumps in small residential buildings”
4. Oliver Ruhnau, Lion Hirth, Aaron Praktiknjo “Time series of heat demand and heat pump efficiency for energy system modeling”
5. Low Carbon London Project Progress Report December 2014.
6. Peter Hartley, Kenneth B. Medlock III, Ted Temzelides, Xinya Zhang, “Energy Sector Innovation and Growth: An Optimal Energy Crisis”
7. John Allison, Andrew Cowie, Stuart Galloway, Jon Hand, Nicolas J. Kelly, Bruce Stephen, “Simulation, implementation and monitoring of heat pump load shifting using a predictive controller”.
8. Sophei Nyborg, Inge Røpke, “Constructing users in the smart grid—insights from the Danish eFlex project”
9. Trevor Sweetnam, Michael Fell, Eleni Oikonomou, Tadj Oreszczyn, “Domestic demand-side response with heat pumps: controls and tariffs”.
10. Marianne Pedinotti-Castelle, Migule F. Astudillo, Pierre-Oliver Pineau, “Is the environmental opportunity of retrofitting the residential sector worth the life cycle cost? A consequential assessment of a typical house in Quebec”
11. Gang Li, “Comprehensive investigations of life cycle climate performance of packaged air source heat pumps for residential application”
12. S. Caid, Robin Roy, “Domestic heat pumps in the UK: User behaviour, satisfaction and performance”

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		103

13. Jinshun Wu, Chao Chen, Song Pan, Jun Wei, Tianquan Pan, Yixuan Wei, Yunmo Wang, Xinru Wang, Jiale Su, “Experimental Study of the Performance of Air Source Heat Pump Systems Assisted by Low-Temperature Solar-Heated Water”

14. Yi Zhang, Guanmin Zhang, Aiqun Zhang, Yinhan Jin, Ruirui Ru, Maocheng Tian “Frosting Phenomenon and Frost-Free Technology of Outdoor Air Heat Exchanger for an Air-Source Heat Pump System in China: An Analysis and Review”

15. Li Yongcun, Chen Guangming, Tang Liming, Liu Lihua, “Analysis on performance of a novel frost-free air-source heat pump system”

16. Zhihua Wang, Fenghao Wang, Zhenjun Ma, Chun Li, Yibo Xu, “Performance evaluation of a novel frost-free air-source heat pump integrated with phase change materials (PCMs) and dehumidification”

17. Tengvall, J. Suomen rakentamismääräyskokoelma, D1, Kiinteistöjen vesi- ja viemärlaitteistot, Määräykset ja ohjeet 2007; Ympäristöministeriö, Asunto- ja rakennusosasto: Helsinki, Finland, 2007. (In Finnish)

18. Arbeitsblatt W 551, Trinkwasserwärmungs- und Trinkwasserleitungsanlagen; Technische Massnahmen zur Verminderung des Legionellenwachstums; Planung, Errichtung, Betrieb und Sanierung von Trinkwasser-Installationen; Deutscher Verein des Gas- und Wasserfaches e.V.: Bonn, Germany, 2004. (In German)

19. District Heating Substations, Design and Installation, Technical Requirements; The Swedish District Heating Association: Stockholm, Sweden, 2004.

20. Bertsch, S.S.; Groll, E.A. Two-stage air-source heat pump for residential heating and cooling applications in northern U.S. climates. *Int. J. Refrig.* **2008**, 31, 1282–1292.

21. Ghouali, R.; Byrne, P.; Miriel, J.; Bazantay, F. Simulation study of a heat pump for simultaneous heating and cooling coupled to buildings. *Energy Build.* **2014**, 72, 141–149.

					<i>KPM.XYKII.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						104
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

22. Eicher, S.; Hildbrand, C.; Bony, J.; Bunea, M.; Hadorn, J.-C. Solar assisted heat pump for domestic hot water production. *Energy Procedia* **2012**, 30, 571–579.

23. Fabrizio, E.; Seguro, F.; Filippi, M. Integrated HVAC and DHW production systems for zero energy buildings. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2014**, 40, 515–541.

24. Chua, K.J.; Chou, S.K.; Yang, W.M. Advances in heat pump systems: A review. *Appl. Energy* **2010**, 87, 3611–3624.

25. Wang, X.; Hwang, Y.; Radermacher, R. Two-stage heat pump system with vapor-injected scroll compressor using R410A as a refrigerant. *Int. J. Refrig.* **2009**, 32, 1442–1451.

26. Ozgener, O.; Hepbasli, A. A review on the energy and exergy analysis of solar assisted heat pump systems. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2007**, 11, 482–496.

27. Bertsch, S.S.; Groll, E.A. Air Source Heat Pump for Northern Climates Part I: Simulation of Different Heat Pump Cycles. In *Proceedings of the International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, West Lafayette, IN, USA, 17–20 July 2006.

28. Aittomäki, A.; Aalto, E.; Alijoki, T.; Hakala, P.; Hirvelä, A.; Kaappola, E.; Mentula, J.; Seinelä, A. *Kylmäteknikka*, 3rd ed.; Suomen Kylmähdistys r.y, Gummerus Kirjapaino Oy: Jyväskylä, Finland, 2008.

29. Hakala, P.; Kaappola, E. *Kylmälaitoksen Suunnittelu*, 3rd ed.; Opetushallitus, Suomen Yliopistopaino Oy: Tampere, Finland, 2013.

30. DuPont™ ISCEON® MO59 (R417A), Pressure-Enthalpy Diagram. Available online: <http://www.webcitation.org/6YbAyaMcr> (accessed on 17 May 2015).

31. Karl Stephan. *Heat Transfer in Condensation and Boiling*. - Berlin: Springer-Verlag, 1992. - p. 325

32. R. Radermacher, Y.Hwang. *Vapor Compression Heat Pumps with Refrigerant Mixtures*. - New York: Taylor and Francis Group, 2005. - p. 307

					<i>KPM.XYKII.1.784-03.1.11</i>	<i>Арк.</i>
						105
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		