

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 кондиціонування та
теплопостачання на базі теплового насосу з використанням R744 для
будинків переселенців в Одеському регіоні

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

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 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

Клімкін Вячеслав Олегович

1. Тема роботи Дослідження та розробка системи кондиціонування та теплопостачання на базі теплового насосу з використанням R744 для будинків переселенців в Одеському регіоні

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

Грунтовий тепловий насос, який працює на R134a, R1234yf, R454B, R410f, R600a, R290a, R744, розташований у м. Одеса. Температура навколишнього середовища +33°C. Середнє навантаження на систему в режимі кондиціонування становить 13 кВт. Кількість мешканців будинку максимум 5. Потреба на одну сім'ю в тепловій енергії для режиму опалення складає 18,6 кВт.

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Реферат, Вступ, Розділ 1 Теоретичний аналіз схем та циклів теплових насосів. Розділ 2 Проблеми переходу до альтернативних та натуральних холодоагентів. Розділ 3 Розрахунок та проектування систем холодопостачання та опалення. Розділ 4 Тепловий розрахунок. Розділ 5 Економічна частина. Розділ 6 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 видав
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 _____ Хмельнюк М.Г.

_____ Яковлева О.Ю.

Завдання прийняв до виконання _____ Клімкін В.О.

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. Теоретичний аналіз схем та циклів теплових насосів	10.01-25.01.2024	виконано
4	Розділ 2. Проблеми переходу до альтернативних та натуральних холодоагентів	26.01-20.02.2024	виконано
5	Розділ 3. Розрахунок та проектування систем холодопостачання та опалення	21.02-26.03.2024	виконано
6	Розділ 4. Тепловий розрахунок	26.03-30.04.2024	виконано
7	Розділ 5. Економічна частина	10.05-17.05.2024	виконано
8	Розділ 6. Охорона праці	17.05-22.05.2024	виконано
9	Висновок	22.05-23.05.2024	виконано
10	Список використаних джерел інформації	17.05-22.05.2024	виконано
11	Підготовка презентації та доповіді	22.05-26.05.2024	виконано
12	Відгук керівників, рецензування, підготовка до захисту кваліфікаційної роботи	27.05-01.06.2024	виконано

Здобувач-дипломник _____ Клімкін В.О.

Керівники роботи _____ Хмельнюк М.Г.

_____ Яковлева О.Ю.

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

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

Здобувач-дипломник _____ Клімкін Вячеслав Олегович _____

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота складається з: 145 сторінки тексту, 40 рисунків, 29 таблиць, 30 посилання на літературні джерела. В даній науково-дослідній роботі представлена система кондиціювання та теплопостачання на базі ґрунтового теплового насосу для будинків переселенців в Одеському регіоні.

Проведений аналіз доцільності використання різних робочих речовин та в якості основного агента обраний R-744, тому що він за коефіцієнтом COP перевищує R-134a (2,7%), R-454B (10,8%), R-290 (8,1%), R-600a (10,4%), але менший ніж R-410a (7,5%), R-1234yf (7,5%). Однак у R-744 більші переваги на стороні нагріву гарячої води на водопостачання через більшу температуру кінця стиснення. Проаналізована система є перспективною можливістю для майбутнього теплопостачання будівель переселенців. Для того, щоб підвищити привабливість системи, було б бажано збільшити ефективність циклу холодоагенту або сезонний коефіцієнт продуктивності, відповідно.

Також використання ежектора для відновлення розширювальних робіт може підвищити ефективність циклу теплового насоса. Дослідження щодо холодоагенту R744 показують потенціал для підвищення COP на 10-20% .

Ключові слова: тепловий насос – система кондиціювання – COP – діоксид вуглецю – система теплопостачання – сезонний коефіцієнт ефективності.

ANNOTATION

The qualification work consists of: 145 pages of text, 40 figures, 29 tables, 3 references to literature sources. This research work presents an air conditioning and heat supply system based on a ground source heat pump for IDP houses in the Odesa region.

The feasibility of using different working substances was analysed and R-744 was chosen as the main agent, because its COP coefficient is higher than R-134a (2.7%), R-454B (10.8%), R-290 (8.1%), R-600a (10.4%), but lower than R-410a (7.5%), R-1234yf (7.5%). However, R-744 has greater advantages on the side of heating hot water for water supply due to its higher end-of-compression temperature. The analysed system is a promising opportunity for the future heat supply of IDP buildings. In order to increase the attractiveness of the system, it would be desirable to increase the refrigerant cycle efficiency or seasonal capacity factor, respectively.

Also, the use of an ejector for expansion recovery could increase the cycle efficiency of the heat pump. Studies on R744 refrigerant show the potential for a 10-20% increase in COP.

Keywords: heat pump – air conditioning system – COP – carbon dioxide – heating system – seasonal efficiency factor.

					<i>KPM.XYKII.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зміст

РЕФЕРАТ.	4
ВСТУП	6
1. Розділ 1	8
1.1. Аналіз ефективності використання теплових насосів для опалення та гарячого водопостачання житлових будинків	8
1.2. Системи теплових насосів: термінологія та основні поняття .	19
1.3. Джерела теплової енергії низького потенціалу та технології їх використання	27
2. Розділ 2	35
2.1. Проблема переходу до альтернативних та натуральних холодоагентів.....	35
3. Розділ 3	46
3.1. Розрахунок та проектування систем холодопостачання теплопостачання та гарячого водопостачання.....	46
3.2. Результати розрахунків системи	60
3.3. Розрахунок та підбір обладнання.....	62
4. Розділ 4	76
4.1. Тепловий розрахунок.....	76
4.2. Розробка режимів роботи теплового насоса	108
5. Розділ 5	125
5.1. Економічна частина	125
6. Розділ 6	133
6.1. Охорона праці.....	133
Висновок	142
Список використаних джерел інформації	143

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Клімкін В.О.			Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Яковлева О.Ю.			5	145	
Реценз.					<i>ОНТУ гр. ХМ-161МН</i>		
Н. Контр.		Хмельнюк М.Г.					
Затверд.							

Дослідження та розробка системи кондиціонування та теплопостачання на базі теплового насосу з використанням R744 для будинків переселенців в Одеському регіоні

ВСТУП

Актуальність теми

У наш час, оскільки глобальне потепління є основною проблемою довкілля, основні напрямки дослідження у сфері теплоенергетики зосереджені на енергоефективності будівель. У розвинених країнах на комерційні та житлові будинки припадає близько 40% національного споживання енергії та 25% викидів парникових газів. У цьому секторі економія енергії може бути найвищою, і будівельні компанії пропонують нові екологічно безпечні та вигідні рішення. Таким чином, теплові показники будівель постійно покращуються. Більше того, вимоги до комфорту вимагають дедалі більше енергії. Дійсно, хоча попит на місцеве приготування гарячої води продовжує зростати, попит на охолодження також збільшується, щоб компенсувати внутрішні надходження тепла, спричинені все більшою кількістю побутового електрообладнання. Також краща теплова ізоляція означає, що новобудовам потрібно менше енергії для опалення, а більше для охолодження. Тому теплові потреби нових будівель більш збалансовані між нагріванням і охолодженням протягом року.

Взимку енергія потрібна виключно для опалення приміщень та виробництва санітарної гарячої води. Між зимою та літом деякі будівлі можуть вимагати одночасного охолодження в кімнатах, що виходять на південь, та опалення в кімнатах, що виходять на північ. Влітку енергія потрібна одночасно для виробництва гарячої води та охолодження приміщення. Відповіддю на подвійну потребу в енергії є тепловий насос, оскільки він одночасно має нагрівальну потужність у конденсаторі та охолоджувальну потужність у випарнику. У даній роботі представлені дослідження щодо конструкції теплового насоса, який може задовольнити потреби у варіації, одночасно чи ні, в опаленні та охолодженні. У світовій практиці така конструкція теплового насосу отримала назву HPS (Тепловий насос для одночасного нагрівання та охолодження) і вона може бути

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

використана у проектному рішенні для приватного сектора, де є одночасні потреби в опаленні та охолодженні приміщення а також у гарячому водопостачанні. Перша мета дослідження полягає в тому, щоб виробляти, наскільки це можливо, тепло, холод і гарячу воду, використовуючи однакові витрати енергії на компресор. Друга мета – пошук ефективної речовини. Холодоагенти, що використовуються в нових теплових насосах, - це гідрофторвуглеці (ГФУ) та природні рідини. ГФУ забезпечують хороші показники, але ці рідини класифікуються Кіотським протоколом (1997) у категорії парникових газів, тому їх використання підпадають під заборону. Природні холодоагенти є привабливими кандидатами для заміни високофторованих холодоагентів із глобальним потеплінням, що використовуються в теплових насосах.

Мета та завдання дослідження

Метою даної роботи є дослідження та розробка комбінованих систем теплових насосів працюючих на природних холодоагентах для будинків переселенців в Одеському регіоні.

Для досягнення поставленої мети вирішені наступні задачі:

1. Проведення аналітичний огляд сучасного стану теплонасосних систем.
2. Чисельний аналіз для теплових насосів при роботі на різних робочих речовинах з метою пошуку екологічного та економічно вигідного рішення.
3. Розробка схемних рішень для підвищення ефективності установки.

Об'єкт дослідження

Комбіновані парокомпресійні теплові насоси та ефективність їх роботи на природних робочих речовинах.

Предмет дослідження

Енергетичні та екологічні характеристики парокомпресійного теплового насосу при суспільній роботі в системі комбінованого виробництва: холоду, тепла та гарячої води.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. Розділ 1

1.1. Аналіз ефективності використання теплових насосів для опалення та гарячого водопостачання житлових будинків

Завдяки раціональному використанню (перетворенню) енергії в тепловому насосі досягається економія паливно-енергетичних ресурсів. Тут для отримання низькотемпературної енергії не спалюється органічне паливо, як в котлах, а використовуються джерела низькопотенційного тепла і електрична енергія. Відсутність процесів горіння в теплових насоса знижує забруднення навколишнього середовища. Крім того, використання низькотемпературних джерел тепла, або утилізація низькотемпературних відходів, масштаби яких зростають пропорційно енергоспоживанню, являє собою один з найефективніших засобів захисту біосфери від теплових забруднень. На сучасному етапі теплові насоси є практично єдиним засобом для використання шкідливої низькотемпературної енергії. Вони користуються зростаючою популярністю, оскільки можуть служити основними системами опалення та охолодження в умовах помірної клімату, тоді як в умовах холодного клімату в якості вторинних систем опалення. Нагрівання та охолодження теплових насосів повністю зворотні. Теплонасосні установки можуть по суті забезпечити тепловий комфорт протягом року, забезпечуючи опалення в холодну пору року та охолодження в жарку пору року. Системи опалення та охолодження з використанням теплових насосів є популярними рішеннями для нових офісних та житлових будинків із певним режимом виробництва гарячої води для побутових потреб.

Огляд дослідницької літератури дає змогу оцінити той факт, що використання теплових насосів призводить до зменшення викидів вуглецю, економії споживання первинної енергії та підвищення загальної ефективності систем опалення. Наприклад, дослідження італійської та китайської енергетичних систем чітко демонструють ці переваги. Що стосується теплопостачання для приватного сектора, на основі шведського тематичного

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

дослідження, теплові насоси вважаються ефективнішими за кількома альтернативами, такими як сонячний колектор, котли на біомасі, нафті та природному газі. Тематичне дослідження для Каліфорнії визначає теплові насоси як ключовий компонент для декарбонізації теплового сектору, повідомляючи про скорочення викидів до 50%.

Аналіз датської енергетичної системи, проведений, показує, що інтеграція теплових насосів зменшить системні витрати на цілих 16%, а використання біомаси на 70% до 2035 року порівняно з системою без теплових насосів.

Електрифікація тепла включає ризики та невизначеності. Розгортання технологій теплових насосів може привести до додаткових інвестицій, таких як посилення мереж електроенергії, модернізація будинків та заміна котлів, інакше передбачуване зниження вуглецевої інтенсивності в опалювальному секторі може не відбутися. У районах, де дефіцит електроенергії є частим, може знадобитися додаткова система опалення у якості резервної. Однак теплові насоси є одними з найбільш перспективних технологій, для досягнення зменшення викидів у атмосферу та забезпечення ефективного опалення. Наприклад, дослідження теплових насосів для опалення приміщень у житлових будинках виявляє економію майже на 30% у споживанні первинної енергії та подібне зменшення викидів у порівнянні з існуючою системою виробництва тепла на базі природного газу [20]. Це пояснюється сукупними ефектами високого коефіцієнта корисної дії теплових насосів (COP – coefficient of performance) та відносно низьким споживанням первинної енергії.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рис. 1.1 Категорії теплових насосів за використанням джерелом енергії

На рис. 1.1 показані категорії технологій теплових насосів, які зараз доступні на ринку. Найпоширеніші – джерело повітря, джерело води та ґрунт. Однак, завдяки технологічним досягненням, у багатьох країнах застосовуються також і інші типи теплових насосів.

Повітряний тепловий насос (ASHP – air source heating pump) відбирає низькотемпературне тепло з повітря і підвищує його до високотемпературного рівня, який можна використовувати для опалення в побуті або для інших цілей. Тепловий насос використовує менше споживаної енергії як електроенергії, ніж енергія, яку він виробляє як тепло. ASHP – розділяються на теплові насоси повітря-вода, та повітря-повітря. Система повітря-вода використовує переваги водяних систем центрального опалення і розподіляє тепло через них, тоді як система повітря-повітря виробляє тепле повітря, яке циркулює вентиляторами через фанкойли.

ASHP знаходять застосування в опаленні побутових приміщень та в приготуванні гарячої води. У поєднанні з променевою системою теплої підлоги ASHP забезпечують тепловий комфорт при найнижчих експлуатаційних витратах у порівнянні з чавунними радіаторами та новітніми біметалевими радіаторами. ASHP, інтегровані для опалення та охолодження внутрішнього середовища, можуть потребувати більш

інтелектуальних механізмів управління, щоб задовольнити вимоги теплового комфорту мешканців. Дослідження на тему підвищення ефективності, показують що ASHP з вбудованим спіральним компресорним та економайзером можуть забезпечувати високоякісне тепло і гарячу воду великої потужності із середнім COP 3.3 навіть при дуже низьких температурах навколишнього середовища (0°C). Техніко-економічне обґрунтування доцільності модернізації теплових насосів повітря-вода для канадського житлового фонду свідчить про зменшення споживання первинної енергії на 36%. Однак коефіцієнт корисної дії таких теплових насосів сильно залежить від сезону, а отже, сезонна оцінка продуктивності є складною задачею [25].

Теплові насоси вода-вода (WSHP - water source heat pumps) використовують як джерело тепла такі водні об'єкти, як озера, ставки, річки або підземні води. Порівняно з тепловими насосами повітря-повітря, WSHP генерують менше викидів вуглецю та призводять до значної економії витрат. На відміну від ASHP, умови навколишнього повітря не суттєво впливають на характеристики WSHP. Це пов'язано з тим, що водне тіло має достатньо тепла, щоб забезпечити роботу WSHP навіть під час зимових погодних умов, а також температура водного тіла коливається менше, ніж температура повітря. Датське дослідження, присвячене інтеграції теплових насосів, виявляє сезонні зміни COP, що мають незначний вплив або взагалі не впливають на мережі передачі та розподілу системи централізованого теплопостачання, оскільки COP теплових насосів вода-вода майже не змінюється протягом року [26]. WSHP часто характеризуються високою ефективністю, але їх застосування обмежене через потребу у великих водоймах або резервуарах для зберігання поблизу житлових приміщень. Більше того, необхідність дотримання певних екологічних норм може в подальшому призвести до негативного впливу на впровадження WSHP.

					<i>KPM.XUKP.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплові насоси ґрунт-вода (GSHP – ground source heating pump), і геотермальні насосні установки використовують як джерело теплової енергії, природно накопичену в землі. Іноді терміни наземне джерело та геотермальні використовуються як взаємозамінні. Детальний огляд GSHP, проведений у літературних джерелах [27], показує, що їх можна використовувати в холодних та жарких кліматичних умовах із значним потенціалом енергозбереження. Наприклад, встановлено, що GSHP покривають 90% потреб у теплі для економічної експлуатації в Мельбурні та подібні висновки щодо ефективності GSHP для опалення приміщень у Португалії. Порівняно з іншими варіантами, призначеними для зелених будівель, геотермальні теплові насоси мають перевагу як надійні джерела енергії, що підлягає меншим перебоєм температурного забезпечення.

Сорбційні теплові насоси використовують теплову енергію від низькосортних джерел тепла (наприклад, відпрацьованого тепла). Адсорбційні та абсорбційні теплові насоси належать до цієї. Різниця між цими двома типами теплових насосів полягає в термодинамічному циклі. Дослідження [34] показують, що за допомогою абсорбційного теплового насоса для охолодження можна заощадити енергію понад 20%. В останні роки дослідження зосереджувались на адсорбційних теплових насосах, оскільки є ще можливості для підвищення їх ефективності. Адсорбційні теплові насоси використовуються на промислових площадках для утилізації відпрацьованого тепла, а також поєднуються з сонячними тепловими колекторами. Основною перевагою адсорбційних систем теплових насосів є їх здатність утилізувати відпрацьоване тепло і те, що вони мають порівняно тривалий термін служби.

Сонячні теплові насоси - це ефективні та надійні системи, які можуть задовольнити низькотемпературні потреби в теплі, такі як опалення побутових приміщень та потреби у гарячій воді. Переривчасті дії сонячних батарей можуть впливати на роботу таких теплових насосів. Цю проблему

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						12
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

можна вирішити шляхом включення подвійних джерел тепла. Одним із прикладів є GSHP із сонячною енергією, який є економічно вигідним, а також екологічним [40]. Однак можуть бути потрібні ефективні стратегії управління для оптимізації продуктивності та ефективності установки з двома джерелами.

Також доступні деякі інші типи теплових насосів, такі як багатотемпературні ТН, які знаходять застосування в холодильній промисловості [42]. Ці теплові насоси є рідкістю і все ще перебувають на стадії досліджень. Оптимальна конструкція термоелектричних ТН обговорюється у деяких дослідженнях [43], як компактна конструкція може зменшити щільність потужності порівняно зі звичайними конструкціями.

Гібридні системи теплових насосів складаються із звичайних систем опалення, таких як газові котли або електричні обігрівачі у поєднанні з тепловими насосами [45, 46, 47]. Дослідження показують, що гібридна система може призвести до значної економії коштів у двох кліматичних зонах, що розглядаються як агресивні (холодний вологий та м'який сухий). З огляду на той факт, що багато існуючих будинків вже мають газопостачання, гібридні системи можуть виявитись ідеальними рішеннями для ефективного забезпечення попиту на опалення та гаряче водопостачання при одночасному зменшенні викидів. Однак разом із гібридною системою опалення необхідно інтегрувати відповідні стратегії управління, щоб забезпечити автоматичну та економічну роботу таких систем.

Було опрацьовано декілька порівняльних досліджень технологій теплових насосів за різних кліматичних умов. Канадське дослідження показує, що ґрунтові теплонасосні установки мають досить постійні показники протягом року на відміну від теплових насосів повітря-вода, чий показники в значній мірі залежать від місцезнаходження. У китайському дослідженні GSHP мають на 40% нижче річне споживання енергії порівняно з ASHP [49]. У порівнянні комбінованого теплового насоса повітря вода та

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тепловими насосами повітря-повітря у Нанкіні, Китай, перший має незначно вищі витрати на встановлення, але з більш високою енергією, ефективністю та на 10% меншими витратами протягом 10-річного періоду. При порівнянні викидів парникових газів за допомогою прямого електричного опалення, теплового насоса повітря-повітря та нового ґрунтового теплового насоса виявлено, що ґрунтовий тепловий насос ефективніше працює в холодному кліматі завдяки вищому коефіцієнту COP при нижчих зовнішніх температурах. Викиди парникових газів у повітряного теплового насоса на 40% нижчі порівняно з прямим електричним опаленням і на 70% нижчі у випадку ґрунтового. З точки зору викидів парникових газів, це робить GSHP теоретично найкращим варіантом; однак зменшення викидів можливе лише за умови інтеграції теплових насосів із енергосистемами з низьким рівнем вуглецю [50]. В іншому випадку, розміщення великої кількості теплових насосів в енергосистемі (або країні), де є низький рівень декарбонізації виробництва електроенергії, просто призводить до переміщення викидів з одного сектору в інший. Теплові насоси також використовуються для охолодження. Дослідження охолодження телекомунікаційних центрів обробки даних за допомогою ТН виявляє, що геотермальні ТН та гібридні геотермальні ТН працюють краще, ніж ASHP в холодному кліматі з більш високою температурною мінливістю.

Технологія	Вартість встановлення	Середній COP	Вплив на навколишнє середовище	Плюси	Мінуси
Повітряний тепловий насос	+	3	Витік холодоагенту може спричинити забруднення; Викликає шумове забруднення;	Простота в експлуатації; Низька вартість технічного обслуговування;	Обмерзання зовнішніх блоків; COP змінюється залежно від температури навколишнього середовища;
Водяний тепловий насос	++	4.5	Може спричинити забруднення води, геологічні катастрофи;	Високоєфективний; Може використовувати тепло від водяних джерел;	Потрібен нормативний дозвіл на встановлення;

Грунтовий тепловий насос	+++	3.3 - 4	Поверхневі води можуть потрапляти в свердловину; Можуть порушувати температуру підземних вод; Низький термін окупності;	Високоєфективний та демонструє великий енергозберігаючий потенціал;	Потрібна ретельна оцінка місцевої геології та дозвіл на буріння свердловин; Високі витрати на встановлення;
Сорбційний тепловий насос	++++	1.5	Робочі рідини не спричиняють руйнування озону;	Утилізація відпрацьованого тепла;	Найнижчий COP;
Сонячний тепловий насос	++++	Вищий за індивідуальний COP	Значні екологічні переваги Може зменшити викиди на 50%	Сонячна енергія допомагає ТН у досягненні вищого COP;	Необхідність у автоматизації; Специфічне розташування;

Таблиця 1.1 Огляд технологій використання теплових насосів

У таблиці 1.1 наведено короткий опис основних особливостей основних технологій теплових насосів. Витрати на встановлення визначаються місцем розташування, але діапазон вказується від найнижчих витрат на встановлення, позначених знаком «+», та зростаючого градієнта витрат, позначеного множинними знаками «+». COP в таблиці 1 є середнім значенням і застосовується лише для певних умов експлуатації. Ці значення COP коригуються залежно від сезону (зовнішня температура), і ефективність ТН на щорічній основі може бути більш точно визначена за допомогою сезонного коефіцієнта перетворення. Літературний консенсус полягає в тому, що оптимальний вибір технології теплового насоса в основному ґрунтується на типі застосування та погодних умовах. Наприклад, GSHP добре підходять для регіонів з екстремальними зимовими умовами, тоді як ASHP є кращими за помірних температур. Сорбційні ТН - це перший вибір, якщо метою є утилізація відпрацьованого тепла. ТН у поєднанні з сонячними технологіями мають вищі COP корисної дії за умови, що сонячне випромінювання постійно зберігається в районі. Як правило, теплові насоси дозволяють зменшити споживання первинної енергії та експлуатаційні витрати, утилізують відпрацьоване тепло та забезпечують шлях до сталого розвитку.

Сонячні колекторні системи набирають обертів у світі кліматичних змін та зростаючих пошуків екологічно та економічно вигідних рішень. Ці системи, як правило, вважаються ефективними, і їх можна швидко встановити із забезпеченням електроенергії протягом року. Фотоелектричні системи допомагають забезпечити додатковий потенціал зменшення викидів для теплових насосів. Розмір фотоелектричної системи має значний вплив на власне споживання, і зберігання є частиною оптимальної системи в більшості сценаріїв.[66] Однак ефективність інтеграції фотоелектричних систем та геотермальних теплових насосів дуже залежить від місця розташування та застосування. Для покращення продуктивності отриманої системи можуть знадобитися вдосконалені стратегії управління та оптимізація системи. Загалом, сонячні теплові насоси є фінансово та енергетично вигідними рішеннями для зменшення споживання електроенергії в мережі. Наприклад, у випробувальному приміщенні для обігріву гарячої води для типової родини середньорічний коефіцієнт COP для теплового насоса близький до 3,5, але COP зростає майже до 9 при інтеграції з PV системами [69]. Вартість життєвого циклу теплового насоса також зменшується, якщо інтегрувати їх із сонячними фотоелектричними панелями та системами гарячого водопостачання. Використання сонячних колекторів у поєднанні з GSHP, як правило, допомагає досягти вищих загальних коефіцієнтів корисної дії, особливо в місцях, де клімат м'який і сонячна радіація висока, наприклад, у гірських районах Південної Європи. До 10% зниження споживання електроенергії та поліпшення продуктивності HP досягається за рахунок інтеграції сонячних теплових колекторів разом з тепловими насосами.

Теплові насоси також можуть працювати з використанням інших джерел тепла, таких як промислові відходи тепла. Моделювання та перевірка варіантів для використання низькосортного відхідного тепла на технологічних ділянках свідчить про те, що адсорбційний тепловий трансформатор є найкращим варіантом, хоча його ефективність може бути

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

різною для конкретного випадку. Існує кілька досліджень, що демонструють економію енергії від виробництва електроенергії з енергетичною ефективністю до 70% та економією 16%, досягнутою на вугільних електростанціях. Значне зменшення споживання первинної енергії та викидів є можливим із застосуванням теплових насосів для рекуперації тепла на очисних спорудах.

Теплові насоси разом з додатковими компонентами, такими як накопичувальні пристрої, виявляються більш ефективними, ніж лише теплові насоси, щодо зменшення викидів парникових газів та підвищення їх економічної доцільності. Порівняльне дослідження різних сезонних систем накопичення теплової енергії (ТЕС) із використанням теплових насосів із сонячними колекторами визначає COP теплового насоса та сонячну частку як основні фактори, що впливають на ефективність системи, причому обидва фактори є функцією площі колектора та обсяг акумуляції тепла [59].

Економічна доцільність використання теплових насосів має першорядне значення для їх широкої інтеграції та використання. Як правило, технології характеризуються високими початковими витратами, але ці витрати компенсуються економією в експлуатації та екологічними витратами, а також іншими перевагами. За технологіями вважається, що GSHP є найбільш економічно вигідним варіантом у Фінляндії. Включення сонячної батареї призводить до збільшення витрат на життєвий цикл незалежно від технології теплового насоса. Однак подібне дослідження в Мельбурні показує низький рівень рентабельності систем GSHP, що частково пояснюється високими капітальними витратами та м'якими погодними умовами. Техніко-економічна оцінка з використанням експериментальної установки, розробленої в Туреччині, показала, що наземні ТН є економічно кращими, ніж ТН з повітряним блоком для охолодження. Ще одне експериментальне дослідження, показує, що економія енергії приблизно на 37% може бути досягнута за допомогою геотермальної ТН для охолодження

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						17
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

порівняно зі звичайною системою. Коливання вологості мають незначний ефект у порівнянні з коливаннями температури [131]. Найекономічніше рішення для опалення залежить від численних факторів (наприклад, клімату, цін на місцевому ринку тощо), а економічна доцільність використання теплового насоса залежить від місця розташування та застосування. Наприклад розробка установки ТН є кращим економічним рішенням з точки зору зменшення викидів для майбутнього бельгійського середовища в 2030 році, тоді як в інших регіонах економічна доцільність роботи ТН залежить як від технічної установки, так і від економічних умов. Незважаючи на екологічні переваги ТН та низькі експлуатаційні витрати, періоди окупності все ще є великими, що вимагає державної підтримки для більш широкого розповсюдження [133].

Інтеграція ТН в системі централізованого теплопостачання спричиняє значні інвестиційні витрати, але їх ефективність була продемонстрована у ряді систем, що призвело до зниження експлуатаційних витрат на 8–12% [88]. Однак великі установки можуть мати значний вплив на ринки електроенергії, наприклад, із зафіксованим підвищенням цін до 40% [97], більш широкі ефекти розподілу яких невідомі. Дослідження, що стосується установок з використанням джерела стічних вод, виявляє значні економічні та екологічні переваги порівняно зі звичайними котельними системами. Аналіз системи демонструє надзвичайну економічну перевагу гібридного котла високої потужності над тепловими мережами та ТН при індивідуальному застосуванні. Це головним чином через низьку інвестиційну вартість газових котлів. Економічний аналіз вигод від інтеграції сонячних електростанцій у систему ТН демонструє, що інвестування в сонячні колектора на стороні попиту призводить до зниження експлуатаційних витрат систем як в електричному, так і в тепловому секторах. Порівняння низькосортної рекуперації відпрацьованого тепла з використанням теплових насосів та енергетичних циклів теплових двигунів демонструє, що чиста

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

економічна цінність тепла, що постачається теплонасосною установкою, набагато більша, ніж вартість електроенергії, що постачається за циклами енергії. Отже, теплові насоси економічно вигідні порівняно з альтернативними варіантами, але результат різниться залежно від обставин, як правило, менш економічний при більш високих температурах навколишнього середовища.

1.2. Системи теплових насосів: термінологія та основні поняття

Як зазначено в кожному підручнику з термодинаміки, теплові насоси - це пристрої, здатні передавати тепло від холодного джерела до гарячого (теповідведення), на відміну від природного напрямку теплового потоку. Для цього потрібна задана кількість енергії, що рухається: тобто тепло або робота. У першому випадку мається на увазі системи поглинання або абсорбційні теплові насоси (АНР – абсорбційні теплові насоси); у другому випадку парокompресійні системи. Згідно з цим визначенням, всі частини холодильного обладнання є тепловими насосами. Однак у загальноприйнятій технічній термінології термін "тепловий насос", як правило, відноситься до пристроїв з переважними цілями опалення, тоді як терміни кондиціонери та охолоджувачі згадуються до завдань охолодження. У будь-якому випадку, немає концептуальних відмінностей між двома режимами роботи, окрім визначення корисного ефекту (рис. 1.2). Дворежимні агрегати - це ті теплові насоси, які по черзі забезпечують нагрівання або охолодження [4]. Застосовувані системи теплових насосів включають широкий спектр застосувань (наприклад, опалення та охолодження, нагрівання побутової та технічної води, промислові та сільськогосподарські процеси), обладнання, що працює (абсорбційні пристрої, електричні та ендотермічні двигуни), джерела тепла та раковини (повітря, вода, земля, сонячна енергія, переробляють тепло або потоки вихлопних газів). Велика кількість публікацій, книг, статей та звітів розглядає технологію теплових насосів, і її

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

потенціал в енергозбереженні та охороні навколишнього середовища. В даний час ТН викликають інтерес політичних інституцій та юридичних органів: наприклад, Європейська Директива 2009/28 / ЄС визнала теплові насоси технологією з відновлюваними джерелами енергії, також встановивши метод оцінки відновлюваної частки теплової енергії [10].

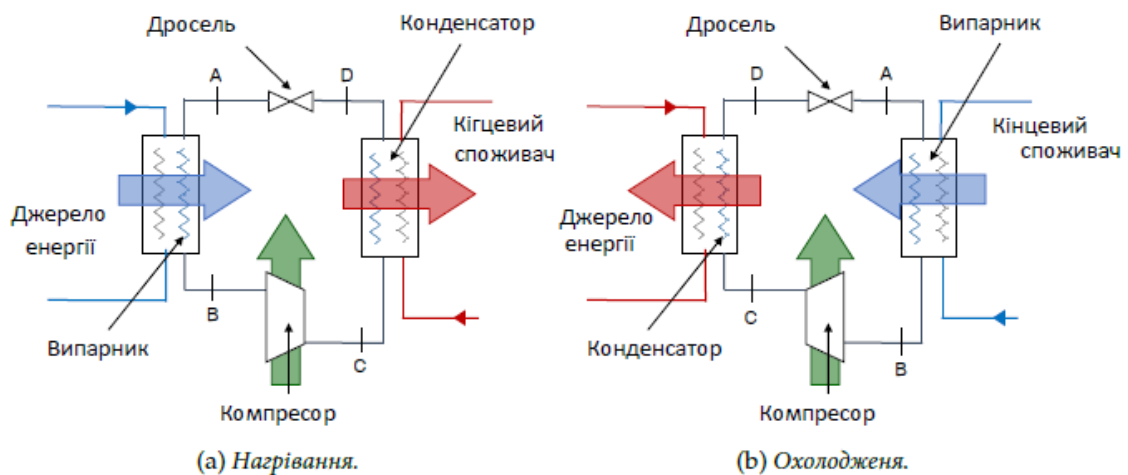


Рис. 1.2. Схема парокомпресійного агрегату теплового насоса. Стрілки представляють потоки енергії.

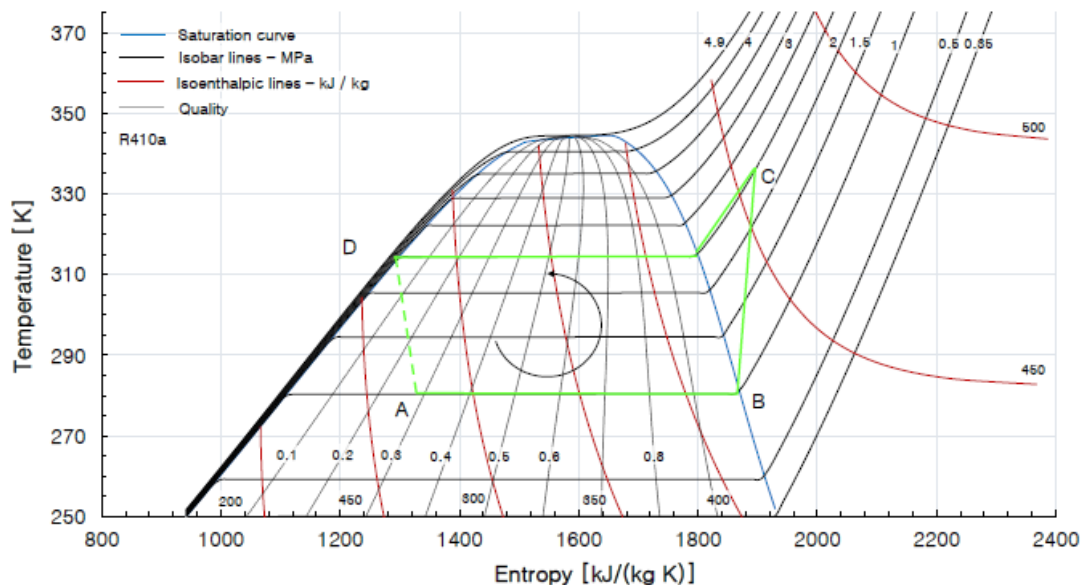


Рис. 1.3 Еталонний термодинамічний цикл реального теплового насоса.

Робоча рідина: R410A.

На рис. 1.3 показана фізична модель класичного парокомпресійного ТН-агрегату: він складається із зворотного термодинамічного циклу, в якому робоча рідина виконує чотири основні процеси: випаровування (А - В), стиснення (В - С), конденсація (С - D) та розширення (D - А).

Робота теплових насосів характеризується його коефіцієнтом перетворення (COP), який визначається як корисний ефект, що виробляється (тобто доставлена теплова енергія), поділений на загальну витрату енергії (тобто подача енергії в компресор та допоміжні пристрої). Аналогічно, в режимі охолодження ми традиційно позначаємо коефіцієнт енергоефективності (EER). Два коефіцієнти записуються як:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{W}} \quad (1.1)$$

$$EER = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{W}} \quad (1.2)$$

де \dot{Q}_{cond} та \dot{Q}_{eva} - це теплообмінні системи на конденсаторі та випарнику відповідно, а \dot{W} - загальна споживана потужність системи (включаючи допоміжні засоби).

На сьогоднішній день універсальної стандартизації термінології ТН не існує; отже, різні автори використовують одну і ту ж загальну аббревіатуру COP / EER для оцінки різних величин. Наприклад, значення COP використовуються виробниками для вираження співвідношення миттєвої теплової потужності, що подається агрегатом теплового насоса, та миттєвої електричної потужності, що подається на компресор; так само, ті самі аббревіатури COP використовуються дизайнерами для позначення інтегральної енергетичної ефективності загальних систем теплових насосів

					<i>KPM.XUKP.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

(допоміжні засоби включені). Для наочності в таблиці 1.2 наведено перелік основних енергетичних показників та термінів, які будуть використані в цій дипломній роботі.

Таблиця 1.2 Енергетичні показники для парокомпресійних теплових насосних систем.

Скорочення	Назва	Визначення
COP/EER	Коефіцієнт перетворення/ коефіцієнт енергоефективності установки	Корисна теплова потужність, поділена на загальну спожиту потужність (входять допоміжні засоби).
COP'/EER'	COP/EER для термодинамічного циклу	Корисна теплова потужність, поділена на вхідну потужність компресора (допоміжні засоби не враховуються).
(COP) / (EER)	Середні значення COP/EER	Подана / відведена теплова енергія, поділена на загальну спожиту енергію (включаючи допоміжні засоби). Коефіцієнт відноситься до певного періоду часу протягом сезону опалення / охолодження.
SCOP/SEER	Сезонні COP/EER	Подана / відведена теплова енергія, поділена на загальну спожиту енергію (включаючи допоміжні засоби). Коефіцієнт відноситься до всього сезону опалення / охолодження.
SPF	Сезонний фактор продуктивності	Як SCOP або SEER
PER	Коефіцієнт використання первинної енергії	Корисна теплова енергія протягом сезону, поділена на загальне споживання первинної енергії (включаючи допоміжні засоби)

У дипломній роботі в основному розглядаються парокомпресійні систем, тому тут не наведено конкретний перелік термінів для абсорбційних теплових насосів; проте всі попередні міркування щодо термінології можна

легко поширити на АНР. Наприклад, так звана ефективність використання палива (FUE) або ефективність використання газу (GUE) є еталонними показниками ефективності опалення АНР: однак їх фізичний зміст збігається з показником COP. Відповідно до термодинамічних принципів, реальні цикли можуть бути перетворені в еквівалентний цикл Карно, обмінюючись однаковими величинами енергії між двома еквівалентними температурами, T_{cond} і T_{eva} . Посилаючись на рис. 1.3, визначення дослідників та виробників T_{cond} та T_{eva} записуються як:

$$\bar{T}_{cond} = \frac{1}{s_C - s_D} \int_D^C T ds = \frac{\dot{Q}_{cond}}{s_C - s_D} \quad (1.3)$$

$$\bar{T}_{eva} = \frac{1}{s_C - s_D} \int_A^B T ds = \frac{\dot{Q}_{eva}}{s_C - s_D} \quad (1.4)$$

COP та EER еквівалентного циклу Карно відповідають фактичним коефіцієнтам ефективності еталонного циклу ТН:

$$COP' = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{Q}_{cond} - \dot{Q}_{eva}} = \frac{\bar{T}_{cond}}{\bar{T}_{cond} - \bar{T}_{eva}} \quad (1.5)$$

$$EER' = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{Q}_{cond} - \dot{Q}_{eva}} = \frac{\bar{T}_{eva}}{\bar{T}_{cond} - \bar{T}_{eva}} \quad (1.6)$$

Як добре відомо, значення COP та EER збільшуються, коли T_{cond} і T_{eva} близькі [3]. Тому, принаймні теоретично, рівень температури є головним критерієм оцінки відповідних альтернатив джерелам тепла. Цей принцип стимулює інтерес до використання ґрунту та джерел води: насправді, теоретично, останні середовища мають більш сприятливу та стабільну температуру щодо зовнішнього повітря.

У зв'язку з цим варто зауважити, що еквівалентні температури конденсації / випаровування обов'язково вищі / нижчі, ніж температури

					<i>KPM.XUKP.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

холодних / гарячих джерел; інакше процес тепловіддачі не відбувається. Використання температури джерел для оцінки значень COP / EER призводить до оптимістичного завищення ефективності НР; навпаки, на реальні показники помітно впливає ефективність теплообмінного апарату та компонентів НР. Отже, розбіжність між джерелами тепла та агрегатом НР завжди потребує належної конструкції обладнання. Цих основних міркувань щодо термодинамічних механізмів роботи теплових насосів достатньо, щоб дійти до одного з головних питань проектування НР. Високі характеристики можна отримати лише при зменшеній різниці температур робочої рідини та джерел тепла НР, отже, потрібні великі поверхні теплопередачі, великі компоненти та великі витрати на встановлення. Звідси висновок, що однією з головних цілей проєктантів НР є дослідження найкращого компромісу між ефективністю системи та початковими витратами. Іншим корисним параметром для оцінки характеристик НР є так звана ефективність циклу Карно, η_{II} . Це визначено в рівняннях. (1.7 – 1.8) для режиму нагрівання та охолодження відповідно.

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{id}} \quad (1.7)$$

$$\eta_{II} = \frac{EER}{EER_{id}} \quad (1.8)$$

де COP та EER - це фактичні коефіцієнти продуктивності даного агрегату НР, тоді як COP_{id} та EER_{id} - теоретичні коефіцієнти корисної дії Карно при однаковій температурі джерел.

					<i>KPM.XUKP.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

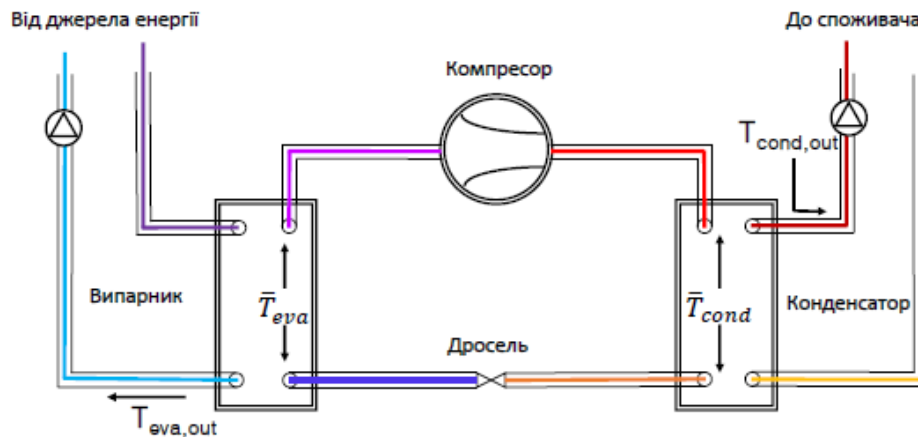


Рис. 1.4. Загальна схема теплового насоса.

Виробники теплових насосів посилаються на свої технічні паспорти на температуру на виході вторинних рідин з випарника T_{eva} , на виході та конденсатора T_{cond} , на виході (Рис. 1.4), згідно з чинними технічними стандартами для рейтингу потужностей теплових насосів.

Для аналізу теплового насоса, моєна розглядати $T_{eva, out}$ і $T_{cond, out}$ як температуру джерела та температуру виходу: отже, ми можемо використовувати ці значення для визначення COP_{id} та EER_{id} як у рівняннях (1.9 – 1.10).

$$COP_{id} = \frac{T_{cond,out}}{T_{cond,out} - T_{eva,out}} \quad (1.9)$$

$$EER_{id} = \frac{T_{eva,out}}{T_{cond,out} - T_{eva,out}} \quad (1.10)$$

$$\eta_H^{II} = COP \left(\frac{T_{cond,out} - T_{eva,out}}{T_{cond,out}} \right) \quad (1.11)$$

$$\eta_C^{II} = EER \left(\frac{T_{cond,out} - T_{eva,out}}{T_{eva,out}} \right) \quad (1.12)$$

Подібно до інших показників ефективності другого закону, h_{II} являє собою відхилення між робочими характеристиками реального пристрою та теоретичними / максимальними показниками, досяжними за тих самих робочих умов (тобто джерело тепла температура). Іншими словами, це кількісно визначає втрату ефективності внаслідок використання реальних технологічних компонентів. Отже, співвідношення h_{IIH} та h_{IIC} нижче одиниці. Ефективність другого закону є корисною концепцією для аналізу теплових насосів, оскільки вона дозволяє досліджувати термодинамічні механізми роботи ТН, крім технологічних недоліків. На рис. 2.4 показані значення h_{IIH} (червоні маркери) та h_{IIC} (сині маркери) для кількох реальних теплових насосів у залежності від температури подачі до зовнішнього та внутрішнього джерел тепла: T_{int} і T_{out} відповідають $T_{cond, out}$ і $T_{eva, out}$ in режим обігріву відповідно і навпаки в режимі охолодження. Агрегати вода-вода мають вищу ефективність, ніж повітряні, незалежно від температури джерел. Це головним чином пов'язано з внутрішньою ефективністю компонентів НР (випарник, конденсатор, компресор). Крім того, між різними фірмами немає суттєвих відмінностей, що натякає на конкретний рівень розвитку сучасної технології теплових насосів.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

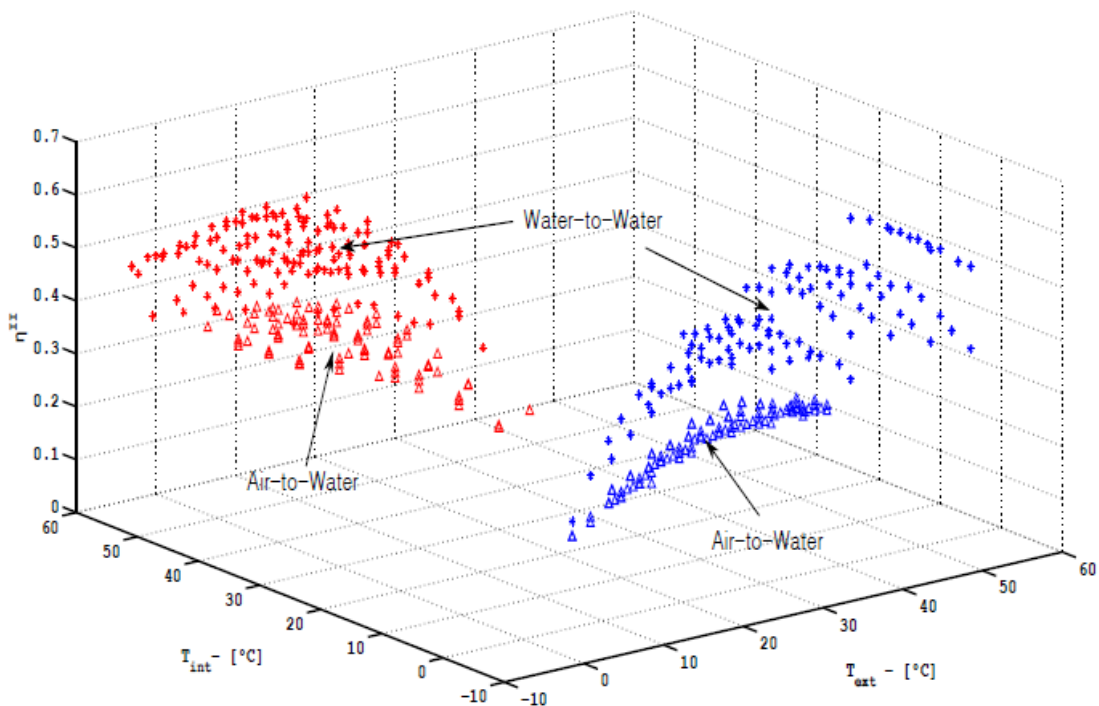


Рис. 1.5. Типові значення дійсної ступені термодинамічної досконалості сучасного агрегату теплового насосу. Маркери зірочками відносяться до одиниць вода-вода, а трикутники - одиницями повітря-вода.

1.3. Джерела теплової енергії низького потенціалу та технології їх використання

У загальноприйнятій термінології НР термін джерело тепла відноситься до середовища, з якого відводиться тепло. Аналогічно, тепловідвід відноситься до джерела, що спрямовує тепло. На вибір найкращого джерела тепла та технології для будь-якого конкретного застосування теплового насоса впливає безліч технічних та економічних факторів: наприклад географічне розташування, клімат, теплофізичні властивості вихідного середовища, надана послуга, характеристики будівель, еволюція теплового навантаження, наявний бюджет, економічний, правовий та екологічний контексти. Однак можна окреслити деякі загальні особливості найпоширеніших джерел тепла.

Зовнішнє повітря є універсальним джерелом тепла / тепловідвідником і широко використовується як у житлових, офісних, комерційних, так і в службових будівлях. Системи теплових насосів із повітряним джерелом (ASHP) відрізняються більшою простотою монтажу та меншими витратами, ніж теплові насоси з водою та землею, проте на їх потужність нагрівання та ефективність сильно впливає зміна зовнішньої температури. Більше того, на зовнішній котушці може утворитися мороз, коли температура зовнішнього повітря нижче 5 С. Отже, цикли розморожування повинні проводитися періодично. За дуже вологих кліматичних умов теплові насоси можуть потребувати розморожування вже через 20 хвилин роботи. Цикли утворення морозу та розморожування впливають на життєздатність теплових насосів через втрату доступної потужності нагріву та загальне зниження ефективності. Цікавим застосуванням систем джерел повітря є та, яка використовує відпрацьоване повітря з великих та комерційних будівель. Це ідеальна робоча конфігурація для теплових насосних установок, оскільки відпрацьоване повітря має постійний вигідний рівень температури як у період нагрівання, так і в період охолодження. В цих умовах ТН діють як пристрої рекуперації тепла, що підвищують загальну енергоефективність будівлі.

Вода є дуже привабливим джерелом тепла / тепловідводом завдяки своїй природній температурі та здатності передавати тепло. Джерело води можна використовувати як за допомогою відкритих, так і замкнутих систем. У першому рішенні використовуються традиційні колодязі для отримання підземних вод (рис. 1.6а), в останньому використовуються занурені теплообмінники у відкритих ставках, озерах або струмках, аналогічно приєднаним до землі тепловим насосам (рис. 1.5б).

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						28
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Земля є дуже поширеним джерелом тепла / тепловідником. Так званий наземний теплообмінник (GHE) - це технічний пристрій, що забезпечує теплообмін між тепловим насосом і ґрунтовим середовищем. Він складається з однієї або декількох заглиблених котушок, де циркулює холодна / гаряча рідина-носії. Основною привабливістю ґрунтового джерела є його досить постійна температура на певній глибині, що повинно забезпечити, принаймні теоретично, вищі характеристики щодо повітря (рис. 1.7). Насправді, на розвиток температури землі не впливають лише «природні» явища (тобто зовнішнє повітря, сонячне випромінювання, вологість ґрунту, явища масообміну), але теплообмін на поверхні теплообмінника є важливим терміном енергетичного балансу. Якісний огляд основних енергетичних обмінів, що визначають температуру ґрунту, наведено на рис. 1.8.

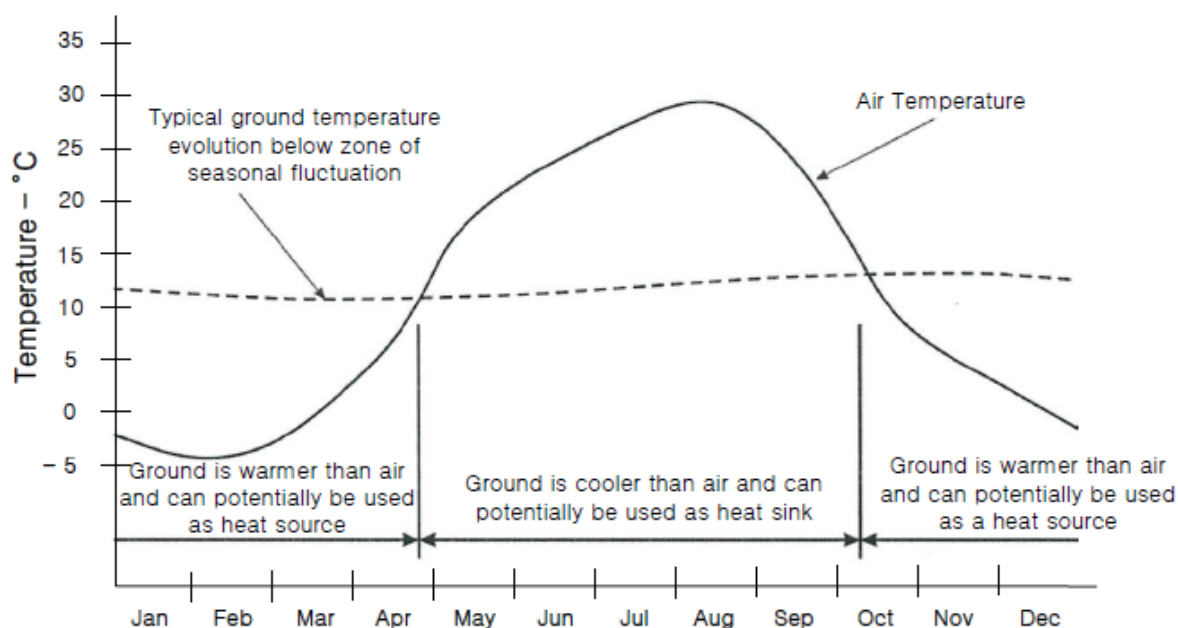


Рис. 1.7. Типовий річний розвиток температури повітря і землі. На глибинах більше кількох метрів щорічні коливання температури ґрунту набагато менше повітряних.

Актуальність кожного терміна варіюється залежно від конкретного технічного, екологічного та експлуатаційного контексту. Передача енергії

всередині ґрунту відбувається в основному шляхом провідності, з додатковими адвективними ефектами у разі відповідного руху підземних вод. Завдяки своїй високій тепловій потужності на поверхню землі трохи впливають поверхневі явища. У непорушених умовах (без експлуатації парникових газів) глибина проникнення тепла з поверхні землі становить приблизно $d_p = \rho \cdot 2a/w$, де w – коефіцієнт частоти розвитку температури поверхні. Типові значення d_p коливаються від 1-3 м для річних коливань.

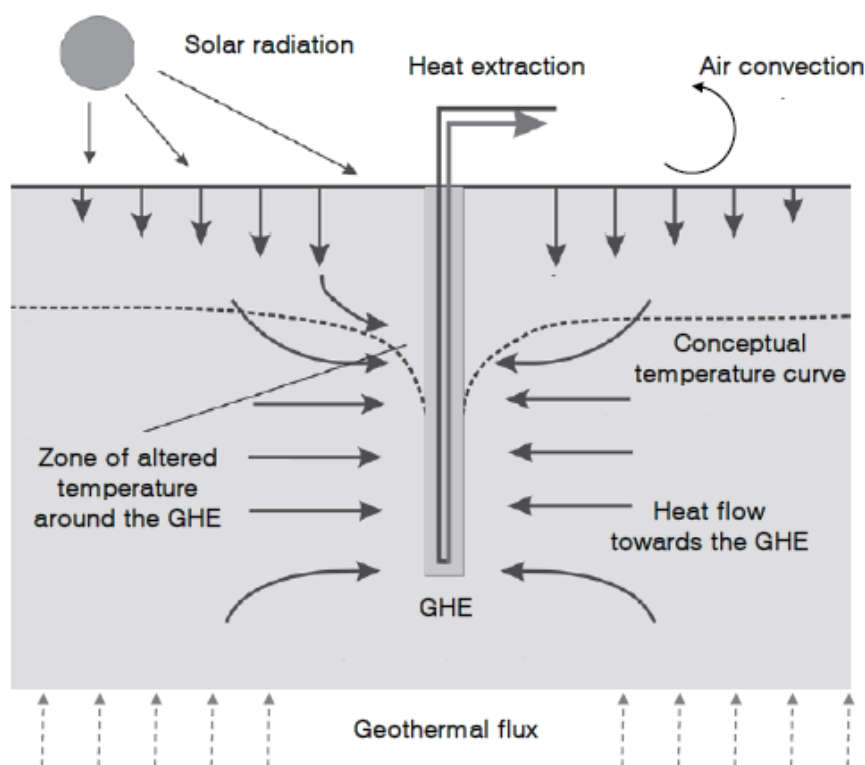


Рис. 1.8. Концептуальна модель з верхніми та нижніми граничними умовами наземного джерела.

Що стосується глибинних шарів, то вплив природного градієнта ґрунту можна вважати незначним на глибинах менше 100 - 150 м, тому він не робить відповідного впливу на типові експлуатації парникових газів. Робота парникових газів змінює природну теплову еволюцію земного джерела: насправді історія теплообміну спричиняє зону теплового впливу навколо кожного парникового газу. Актуальність змін залежить від складу, вологості, руху підземних вод та глибини встановлення парникових газів. Для

вертикальної ВНЕ теплообмін з циркулюючою рідиною є основним членом в енергетичному балансі землі. Отримані в результаті коливання температури ґрунту впливають на характеристики НР, отже, належний дизайн GSHP не може нехтувати цим взаємним втручанням між роботою системи та температурою джерела ґрунту. Теплова дифузійність і швидкість просочування ґрунту є домінуючими фізичними величинами, що регулюють процес теплопередачі: їх значення широко варіюються від вологої глини до сухого піщаного ґрунту, отже, точна характеристика ділянки є необхідним етапом процесу проектування GSHP. Існує дві основні конфігурації GHE: горизонтальне та вертикальне розташування.

Як уже згадувалося, обмін енергією між землею / водою та обладнанням GSHP змінює початковий стан джерела. Залежно від конкретного проекту та контексту можуть застосовуватися різні профілактичні заходи для забезпечення вигідної та стійкої експлуатації наземного джерела. Зокрема, будівлі з серйозним дисбалансом в навантаженні на охолодження та опалення можуть призвести до надмірних змін температури ґрунту: отже, для підтримки сприятливої температури ґрунту потрібні великі розміри парникових газів та високі витрати на встановлення. Для зменшення розміру та інвестицій у проекти зазвичай застосовуються додаткові тепловідвідники або поглиначі (наприклад, градирні або сонячні технології). Такі типи систем називаються гібридними системами теплових насосів із землею (HGSHP). Вони розподіляють процес випаровування / конденсації між більшою кількістю джерел тепла, щоб зменшити або збалансувати річне теплове навантаження на землю. У цій роботі ми просто торкаємося основних характеристик та принципів цих систем, не проводячи конкретних аналізів. Сонячні теплові насосні системи (SAHPS) є широко розповсюдженими рішеннями для опалювальних систем. Сонячні колектори можуть бути використані як додаткове джерело тепла (рис. 1.9) для зменшення відбору тепла з землі. Основна перевага

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

використання сонячної енергії як джерела тепла полягає в тому, що, коли вона доступна, вона забезпечує тепло при більш високій температурі, ніж вода та ґрунтові джерела, збільшуючи загальну ефективність системи. Порівняно із сонячними рішеннями для опалення (без теплових насосів) ефективність та потужність колектора збільшуються, оскільки потрібна нижча температура колектора.

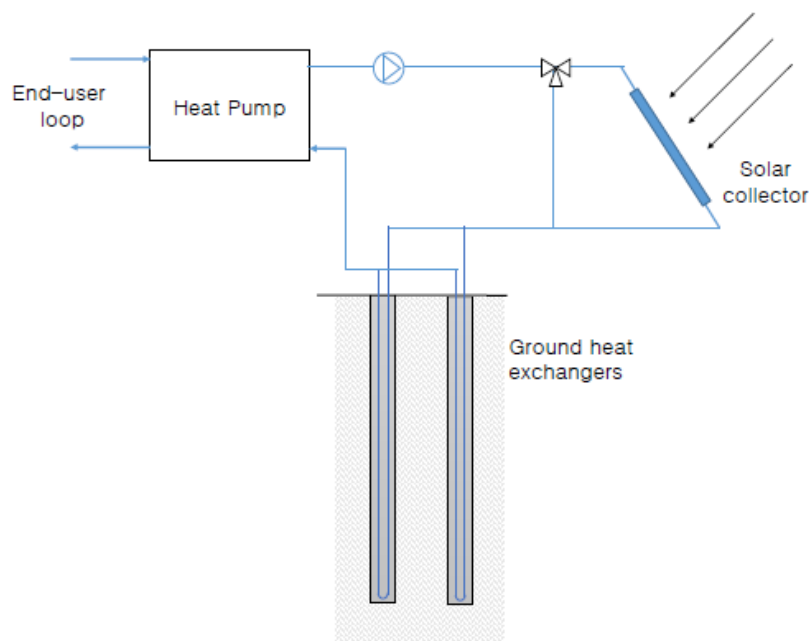


Рис. 1.9. Принципова схема системи HGCHP із сонячним колектором.

Для навантажень, в яких переважає охолодження, градирню можна підключити послідовно до ПГ (Рис. 2.9). Така ситуація трапляється у багатьох великих будівлях із повітряно-рукоюю та / або службою зневоднення; отже, встановлення додаткових охолоджувачів рідини зменшує необхідну довжину ПГ та витрати на проект. Згідно з довідником ASHRAE, наземна система повинна бути розроблена з урахуванням потреб у опаленні, тоді для покриття залишкового навантаження використовується одна або декілька градирень. В загальноприйнятій технічній лексиці термін «гібрид» відноситься також до тих конфігурацій, в яких використовуються альтернативні технології для зменшення будівельного навантаження на тепловому насосі. Іншими словами, коли додаткові генератори діють як резервні блоки. У цій дисертації ми використовуємо термін «гібрид», коли

додаткові технології працюють як джерела тепла, навпаки, термін «резервний» відноситься до тих генераторів, які допомагають блоку НР у забезпеченні теплового навантаження для кінцевого споживача.

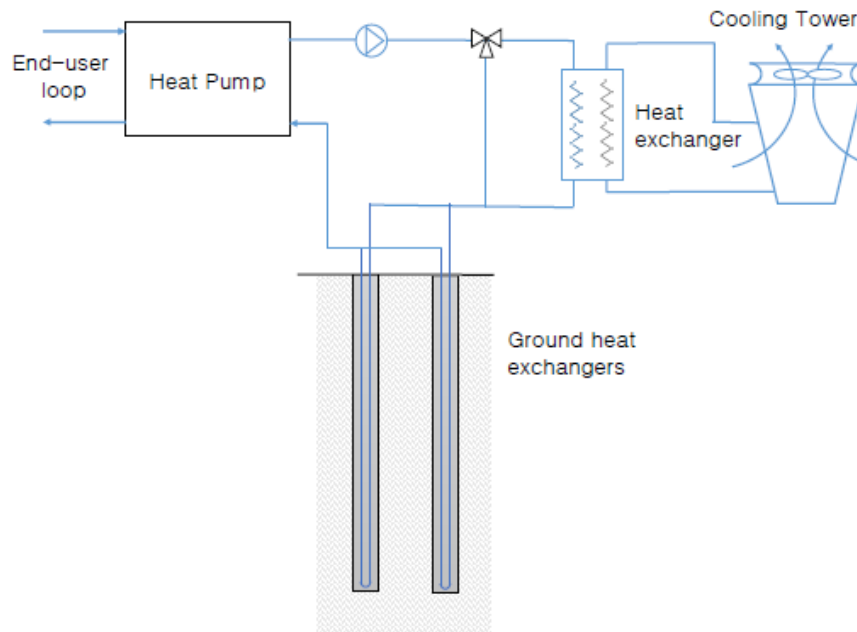


Рис. 1.10. Принципова схема системи HGCHP із сухою градирнею.

Для правильної оцінки можливості використання обраного джерела необхідні два кроки:

1. Характеристика початкового / не порушеного стану джерела. Типовий аналіз стосується: річної зовнішньої температури та вологості; температура і об'єм водоносного шару, проникність і глибина для систем з відкритим контуром; температура ґрунту, теплова дифузійність,

2. Оцінка середнього потенціалу з точки зору енергетичних / економічних показників системи НР. Цей крок включає типові питання проектування HVAC: оцінка технічної та економічної придатності вихідного середовища з точки зору загальної продуктивності системи GSHP. Дане середовище є належним джерелом тепла лише в тому випадку, якщо воно здатне забезпечити адекватну передачу тепла в сполученій системі експлуатації з вигідною ефективністю.

2. Розділ 2

2.1. Проблема переходу до альтернативних та натуральних холодоагентів

Конструкція холодильного обладнання сильно залежить від властивостей обраного холодоагенту. Вибір холодоагенту передбачає компроміси між суперечливими бажаними теплофізичними властивостями. Холодоагент повинен задовольняти багатьом вимогам, деякі з яких безпосередньо не пов'язані з його здатністю передавати тепло. Хімічна стабільність в умовах використання є важливою характеристикою. Кодекси безпеки можуть вимагати використання легкозаймистого холодоагенту з низькою токсичністю для деяких програм. Також слід враховувати екологічні наслідки витоків холодоагенту. Вартість, доступність, ефективність та сумісність із компресорними мастилами та матеріалами обладнання є іншими проблемами. Властивості безпеки холодоагентів з урахуванням займистості та токсичності визначаються стандартом ASHRAE 34 (2007). Класифікація токсичності холодоагентів віднесена до класів А або В. Клас А означає холодоагенти, для яких токсичність не виявлена при концентраціях, менших або рівних 400 ppm за обсягом, а клас В означає холодоагенти з доказами токсичності при концентраціях нижче 400 ppm за обсягом. За горючості холодоагенти поділяються на три класи. Клас 1 вказує на холодоагенти, які не виявляють поширення полум'я при випробуванні на повітрі (при 101 кПа і 21 С). Клас 2 означає холодоагенти, що мають нижчу межу горючості (LFL) понад 0,10 кг / м³ і теплоту згоряння менше 19 000 кДж / кг. Клас 3 вказує на легкозаймисті холодоагенти, визначені коефіцієнтом корисної дії, меншим або рівним 0,10 кг / м³, або теплотою згоряння, що перевищує або дорівнює 19000 кДж / кг. З 2010 року додано новий клас займистості 2L, що позначає холодоагенти зі швидкістю горіння менше 10 см / с.

Мінімізація всіх викидів холодоагенту з систем є важливою не тільки через вплив на навколишнє середовище, а й через те, що втрати заряду

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

призводять до недостатнього рівня заряду системи, що в свою чергу призводить до неоптимальної роботи та зниження ефективності. Середня глобальна температура визначається балансом енергії від сонця, що нагріває землю та її атмосферу, та енергії, що випромінюється із землі та атмосфери у космос. Парникові гази (ПГ), такі як CO₂ та водяна пара, а також дрібні частинки затримують тепло на поверхні та поблизу неї, підтримуючи середню температуру поверхні Землі при температурі приблизно на 34 К теплішою, ніж це було б, якби ці гази та частинок не було (парниковий ефект). Глобальне потепління викликає занепокоєння через збільшення парникового ефекту від збільшення концентрацій парникових газів, пов'язаних з діяльністю людини. Таким чином, негативний вплив робочих рідин на навколишнє середовище, особливо вплив галогенованих холодоагентів на навколишнє середовище, може бути синтезований двома ефектами (ASHRAE, 2013):

- виснаження озонового шару;
- внесок у глобальне потепління на планетному рівні через парниковий ефект.

Мірою здатності матеріалу руйнувати стратосферний озон є його потенціал руйнування озону (ODP), відносне значення до потенціалу R11, який має ODP 1,0. Потенціал глобального потепління (ПГП) парникових газів - це індекс, що описує його відносну здатність збирати променисту енергію порівняно з CO₂, який має дуже тривалий час життя в атмосфері. Таким чином, холодоагенти будуть обрані таким чином, щоб потенціал руйнування озонового шару був нульовим та зі зниженим ПГП. Найбільш використовуваними галогенованими холодоагентами є сімейство хімічних сполук, отриманих з вуглеводнів (НС) (метан та етан) шляхом заміщення атомів хлору (Cl) та фтору (F) на водень (H), токсичність та шкала горючості відповідно до кількості атомів Cl і H. Наявність галогенованих атомів відповідає за ODP і GWP.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Протягом минулого століття галогеновані холодоагенти домінували в системах на основі стиснення пари завдяки його хорошим термодинамічним та термофізичним властивостям. Але галогеновані холодоагенти мають погані екологічні властивості щодо ODP та GWP. ХФУ другого покоління, ХФУ замінили класичні холодоагенти на початку 20 століття. Холодоагенти як ХФУ (R12, R11 та R13) використовуються з 1930-х років завдяки їх чудовим характеристикам безпеки та експлуатаційних характеристик. Однак їх виробництво для використання в розвинених країнах було ліквідовано, оскільки було показано, що вони руйнують озоновий шар (UNEP, 2003). ХФУ та ГХФУ, представлені R22 та сумішшю R502, домінували в холодоагентах другого покоління.

ГХФУ також руйнують озоновий шар, але в значно меншій мірі, ніж ХФУ. Виробництво ГХФУ для використання в якості холодоагентів планується ліквідувати до 2030 року для розвинених країн та до 2040 року для країн, що розвиваються. Отже, традиційні холодоагенти (ХФУ) були заборонені Монреальським протоколом через їхній внесок у порушення стратосферного озонового шару. У Кіотському протоколі перераховані ГХФУ з великими ГВП. З поступовим припиненням використання ХФУ були запропоновані хімічні речовини, такі як ГХФУ та ГФУ, які використовувались як тимчасові альтернативи. ГФУ не руйнують озоновий шар і мають багато бажаних властивостей ХФУ та ГХФУ. Вони широко використовуються як замітники холодоагентів для ХФУ та ГХФУ. Холодоагенти НФС мають суттєві переваги щодо безпеки, стабільності та низької токсичності, тому підходять для великомасштабних застосувань. Крім того, суміші холодоагентів НС і НФС з незначним впливом на навколишнє середовище розглядаються як потенційні альтернативи поступовому відміні існуючих галогенованих холодоагентів. Суміші на основі НС є екологічно чистими, які можна використовувати як альтернативи без змін у існуючих системах. Але суміші холодоагентів НС легкозаймисті,

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						37
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

що обмежує використання у системах великої ємності. Суміші ГФУ є озонобезпечними, але вони мають значний ПГВ. Суміші ГФУ не змішуються з мінеральним маслом, для чого потрібні синтетичні мастила (наприклад, поліолестер). Раніше розслідування повідомляло, що суміші HFC / HC змішуються з мінеральною олією. Можна замішувати холодоагенти, що містять HC, з HFC для заміни існуючих галогенованих холодоагентів. Другий вплив холодоагентів на навколишнє середовище, як уже згадувалося раніше, призвів до нової класифікації холодоагентів відповідно до їхнього внеску в глобальне потепління. Порівняння цього конкретного внеску у парниковий ефект проводиться навіть для R11 (найбільш шкідливого навіть з точки зору ODP), а також для CO₂. Галогеновані холодоагенти класифіковані (14%) між парниковими газами, що можна пояснити їх великою здатністю поглинання інфрачервоного випромінювання. У разі систем охолодження та теплових насосів, хоча це доповнення до прямої дії на парниковий ефект через витік холодоагентів в атмосферу, це повинно розглядатися навіть як непряма дія на глобальне потепління за рахунок кількості CO₂, що виділяється під час виробництва приводу енергії для системи, очевидно, більша, ніж пов'язана з нею пряма дія. Поки кількість холодоагенту в системі збільшується, ефект прямої дії зростає.

Вплив системи HVAC & R на навколишнє середовище обумовлений викидом холодоагенту та викидами парникових газів для пов'язаного використання енергії. Загальний еквівалентний вплив на потепління (TEWI) використовується як показник впливу системи на навколишнє середовище протягом усього її життя. TEWI - це сума прямих викидів холодоагенту, виражена в еквівалентах CO₂, та непрямих викидів CO₂ від використання енергії системи протягом терміну її служби. Кліматичні показники життєвого циклу (LCCP) системи HVAC & R включають TEWI та додають ефекти прямих та непрямих викидів, пов'язаних із виробництвом холодоагенту. Аналіз індексу TEWI для холодильних систем, що працюють з різними

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						38
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

холодоагентами (R22, R134a, R404A, R717, R744), показав, що прямий ефект, що створюється CO₂, є незначним у порівнянні з іншими холодоагентами. Непрямий ефект, що генерується CO₂, є значним через високий тиск конденсації, який визначає велику кількість споживання енергії і, як наслідок, максимальне значення TEWI для CO₂.

Екологічно бажані холодоагенти мають:

- низький або нульовий ODP;
- відносно короткий час життя в атмосфері;
- низький ПГП;
- здатність забезпечити хорошу ефективність системи;
- відповідні безпечні властивості;
- можливість отримати низький рівень TEWI або LCCP в системних додатках.

Оскільки ГФУ не містять хлору або броду, їх значення ODP незначні і представлені 0. Аміак, ГХФУ, більшість ГФУ і ГФО мають менший атмосферний термін життя, ніж ХФУ, оскільки вони в значній мірі руйнуються в нижніх шарах атмосфери в результаті реакції з радикалами ОН. Коротше атмосферне життя, як правило, призводить до зниження значень ODP та GWP. Європейська комісія (COM643, 2012) опублікувала свою тверду пропозицію щодо змін до ЄС щодо регулювання викидів газу. Ці зміни спрямовані на значне зменшення викидів фторованих (F) газів протягом наступних 20 років. F-гази - парникові газу, ПГП у кілька тисяч разів перевищує CO₂. Найбільше використання F-газів у Європі застосовується для холодоагентів з ГФУ, і відповідно до нового регулювання F-газів їх використання буде суворо обмежено.

Хладагенти CFC R11 і R12 замінені на більш прості складні холодоагенти R123 (HCFC) і R134a (HFC) зі зменшеним або навіть нульовим впливом на виснаження озонового шару. Ця альтернатива приваблива тим, що замітники мають схожі властивості (температура, тиск) із заміненними, а

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зміни, що відбуваються безпосередньо на існуючих установках, реалізуються з мінімальними вкладеннями. Крім того, заміна холодоагентів R123 або R11 на R22 або R134a, молекулярні маси яких нижчі на 50%, призводить до зменшення розмірів холодильного обладнання на 25-30%. Для інших холодоагентів жодні прості сполучні рідини, наприклад для R502, не можна замінити сумішшю R115 (CFC) і R22 (HCFC) або в деяких випадках лише R22, який є рідиною для тимчасового заміщення. Однак усі ці сполуки вважаються парниковими газами. Як відповідь на ці занепокоєння, ще більше екологічних холодоагентів, головним чином R1234yf та природні холодоагенти, зокрема CO₂ і NH₃, були запропоновані як замітники. У автомобільних системах кондиціонування холодоагент R12, який може руйнувати озоновий шар, був замінений на R134a в 1990-х. Однак R134a все ще є парниковим газом, загальний обсяг виробництва якого становить приблизно 1300. Під час Кіотського протоколу (GECR, 1997) R134a вже входив до списку холодоагентів, використання яких обмежено. Безперечно, необхідність заміни холодоагенту в автомобільних системах кондиціонування є дуже нагальною, і R134a найближчим часом повинен бути замінений екологічним холодоагентом. Попередні дослідження розглядали R152a та природний холодоагент CO₂ як можливі замітники R134a в автомобільних системах кондиціонування. Однак R152a є легкозаймистим холодоагентом, який повинен використовувати вторинну петлю при використанні в автомобільних системах кондиціонування. Робочий тиск, необхідний для системи CO₂, набагато вищий, ніж для системи R134a. Надзвичайно високий тиск призводить до значних змін у існуючій системі і, отже, до вищої вартості системи. Отже, ці два холодоагенти далеко не практичні для використання як замітники R134a в сучасних автомобільних системах кондиціонування.

Нещодавно R1234yf був запропонований як альтернатива R134a в автомобільних системах кондиціонування R1234yf має ODP 0, а його GWP -

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

лише 4. Таким чином, R1234yf досить добре задовольняє останні екологічні вимоги та політику. Цей холодоагент класифікували як дуже легкозаймисту робочу рідину (група безпеки A2L (ASHRAE, 2013)). Крім того, термофізичні властивості R1234yf досить подібні до властивостей R134a. Основні термодинамічні та термофізичні властивості R1234yf узагальнені в таблиці 6 та порівняні із властивостями R134a. Робочий тиск системи R1234yf дуже близький до тиску системи R134a за умов роботи автомобільних систем кондиціонування. При порівнянні ефективності систем кондиціонування, використовуючи або R1234yf, або R134a в якості робочих рідин, і виявив, що характеристики цих двох холодоагентів в одній системі порівнянні за однакових робочих умов. Крім того, R1234yf має низьку токсичність, подібну до токсичності R134a (Paul et al., 2008). Використання міні-каналного теплообмінника рекомендується в системах R1234yf, оскільки це може значно зменшити витрату холодоагенту.

Таблиця 2.1 Екологічні властивості холодоагентів використовуваних у теплових насосах

Group	Fluid	ODP	GWP (R11=1)	GWP (CO ₂ =1)	Atmospheric lifetime [years]
0	1	2	3	4	5
CFC	R11	1	1	4000	50...60
	R12	1	2.1...3.05	10600	102...130
	R113	0.8-1.07	1.3	4200	90...110
	R114	0.7-1.0	4.15	6900	130...220
	R12B ₁	3-13	–	1300	11...25
	R13B ₁	10-16	1.65	6900	65...110
HCFC	R21	0.05	0.1	–	<10
	R22	0.055	0.034	1900	11.8
	R123	0.02	0.02	120	1.4...2
	R142b	0.065	0.3...0.46	2000	19...22.4
HFC	R23	0	6	14800	24.3
	R32	0	0.14	580	6...7.3
	R125	0	0.58...0.85	3200	32.6
	R134a	0	0.28	1600	14...15.6
	R143a	0	0.75...1.2	3900	55...64.2
	R152a	0	0.03...0.04	140	1.5...8
HFO	R1234yf	0	–	<4.4	0.029
NH ₃	R717	0	–	0	<0.02
CO ₂	R744	0	–	1	>50

Природні холодоагенти як альтернативи

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Серед природних холодоагентів найбільш перспективним видається CO₂ (R744). CO₂ має багато чудових переваг в технічному застосуванні, таких як відсутність токсичності, горючості, висока об'ємна ємність (з можливістю зробити систему компактною), нижчий коефіцієнт тиску, чудові властивості теплопередачі, повна сумісність із звичайними мастилами, легка доступність, нижча ціна і ніяких проблем з переробкою. Колись CO₂ широко використовувався як холодоагент, особливо в промислових та морських системах. Однак після 1950 року від нього відмовились на користь ХФУ, оскільки звичайні системи CO₂ вимагають великого споживання енергії і втрачають потужність при високій температурі. Оскільки Lorentzen (1994, 1995) запропонував CO₂ як можливий природний холодоагент, було проведено ряд досліджень для різних типів систем охолодження, кондиціонування та теплових насосів. Однак, оскільки критична температура CO₂ (31,1 С) зазвичай нижча, ніж типове значення температури відведення тепла в системах кондиціонування та теплового насоса, транскритичний цикл стиснення пари замість звичайного підходить для використання вуглекислого газу для нагрівання води та для комфортного охолодження та нагрівання. Застосування надкритичного циклу CO₂ у системах побутового водопостачання демонструє переваги перед звичайними системами щодо енергоспоживання та ефективності опалення. Однак транскритична система охолодження CO₂ демонструвала нижчі показники ефективності порівняно зі звичайними кондиціонерами через великі втрати на розширення та високу незворотність під час процесу охолодження газу. Запропоновано різні методи для підвищення енергоефективності холодильних систем. Одним із способів є відновлення втрат потужності під час розширення шляхом заміни звичайного розширювального клапана на розширювач; ця ідея була спочатку запропонована для підвищення ефективності холодильної системи CO₂. Як застосовується до звичайних систем R22 та R134a, повідомлялося, що коефіцієнт збільшується до 15% та 12% відповідно. При застосуванні до

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

транскритичної системи CO₂, де різниця тисків між всмоктувальною та напірною лініями дуже велика (в діапазоні 70 бар), COP може зрости до 50%.

Для двоступеневого циклу кондиціонування CO₂ ємність та коефіцієнт коефіцієнта корисності покращуються на 35% та 20% відповідно при помірній температурі навколишнього середовища, а потужність та коефіцієнт корисного коефіцієнта покращуються на 10% та 5% відповідно, при високих температурах навколишнього середовища. Для поліпшення ефективність автокаскадного холодильного циклу з використанням CO₂ як робочої рідини. Для поліпшення КОС циклу замість дросельного клапана може бути використаний ежектор для відновлення частини кінетичної енергії процесу розширення. Дослідження показують, що використовуючи теоретичну модель, коефіцієнт поглинання циклу CO₂ може бути покращений більш ніж на 16% за допомогою ежектора. CO₂ в європейських супермаркетах значною мірою використовувався, але за своєю суттю неефективний у порівнянні з R22, за винятком випадків, коли він використовується в каскаді з іншим холодоагентом. Робочий тиск, необхідний для системи CO₂, набагато вищий, ніж для системи R134a. Високий робочий тиск та високий коефіцієнт ізотермічного стиснення – проблема яку необхідно вирішити. Системи докритичного вуглекислого газу менш ефективні, ніж системи аміаку, а транскритичні системи ще менш ефективні. Теплові насоси CO₂ для нагрівання води почали продаватися в Японії в 2001 році. Вони можуть нагрівати воду для побуту до 70-80 С. Потужність цих чилерів сягає 100 кВт. Японці зосередили значну увагу на теплових насосах CO₂, таких як: тепловий насос EcoCute вода-вода, тепловий насос Unimo повітря-вода та тепловий насос Sirocco вода-повітря. Висока ефективність - важлива перевага таких систем; вони працюють на КС приблизно 4,0. Якщо вони сконфігуровані для забезпечення космічного охолодження на додаток до гарячої води, COP може досягати 8,0. EcoCute - це екологічно ефективний електричний водонагрівач з тепловим насосом. Цикл водонагрівача

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

теплого насоса CO₂ є критичним, працює при набагато вищих температурах і тисках, ніж звичайні підкритичні цикли. У 2001 році були продані перші теплові насоси EcoCute. На сьогоднішній день в Японії встановлено понад 3,5 мільйона одиниць, тоді як щорічні продажі постійно зростають, досягаючи понад 550 000 одиниць, що продаються на рік. Європейські виробники теплових насосів CO₂ також з'являються, коли різні компанії додають теплові насоси CO₂ до свого асортименту. З таблиці 4 видно, що NH₃ (R717) є єдиним заміником R22, що має нульовий ПГП. Тому між природними рідинами NH₃ є найкращим заміником R22, маючи сприятливі термодинамічні властивості, високий коефіцієнт тепловіддачі (у 3-4 рази перевищує R22) і COP настільки ж хороший для багатьох додатків, особливо промислові, з великими охолоджувальними якостями. NH₃ дешевий та екологічний (ODP = 0, GWP = 0). Однак NH₃ має високу токсичність (клас B), але має характерний різкий запах, що робить можливим попередження нижче концентрації аміаку в повітрі 3 мг / м³. Крім того, NH₃ має легку горючість. Цей холодоагент перебуває у підкласі займистості 2 л (ASHRAE, 2013). Однак його енергія займання в 50 разів перевищує енергію природного газу, і аміак не згорить без підтримуючого полум'я. Виробники охолоджувачів NH₃ не повинні упускати ринкових можливостей, спричинених поступовим відмовою від R22. Основними перешкодами є юридичні вимоги в деяких країнах, а також високі початкові витрати як наслідок нинішнього виробництва невеликими серіями. Інтерес до аміаку відновився в Європі, особливо в Північній Європі. У таблиці 8 представлений внесок деяких холодоагентів у нагрівання атмосфери для температури випаровування $t_0 = 20$ C, температури конденсації $t_c = 35$ C та тривалості роботи 15 років. Оскільки енергія приводу системи знижена для R717, цей холодоагент має показник TEWI нижчий, ніж у інших робочих рідин. NH₃ також має високу критичну температуру, що робить системи, що

					<i>KPM.XUKP.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

використовують аміак, більш ефективними, ніж системи, що використовують інші холодоагенти.

Вуглеводні, такі як пропан (R290), пропілен (R1270) або ізобутен (R600a), використовуються в холодильних системах по всьому світу протягом багатьох років. HC - це безбарвні та майже без запаху газу, які зріджуються під тиском і не мають ні потенціалу руйнування озонового шару (ODP = 0), ні значного потенціалу прямого глобального потепління (GWP <3). Завдяки своїм термодинамічним властивостям HC утворюють особливо енергоефективні холодоагенти і зазвичай використовуються в невеликих системах з низьким рівнем заряду холодоагенту. Однак HCs мають високу горючість і підпадають під норму безпеки A3 (ASHRAE, 2013). Незважаючи на займистість HC, багато компаній, особливо в Європі та Азії, використовують вуглеводні як холодоагенти без будь-якої небезпеки для споживачів. Суміші R600a та ізобутану витіснили R12 і пізніше R134a і зараз домінують у побутових холодильниках в Європі, але не в Сполучених Штатах. Типові розміри холодильників більші в США, ніж у Європі, але більш порівнянні з такими в Японії та Кореї, де також застосовується ізобутан у холодильниках та торгових автоматах.

З огляду на опрацьовані інформаційні джерела та дослідження було прийнято рішення провести чисельний аналіз ефективності наступних холодоагентів для отримання більш детальної інформації щодо їх доцільного економічного використання у представленому проекті охолодження опалення та гарячого водопостачання для приватного будинку: R134a, R454B, R1234yf, R410a, R600a, R290, R744.

					<i>KPM.XUKP.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Розділ 3

3.1. Розрахунок та проектування систем холодопостачання теплопостачання та гарячого водопостачання

Будівельно-ізоляційна конструкція будинку.

Двоповерховий будинок, розташований в Одеській області, корисною площею 195,55 м². Будинок складається з 2-х поверхів (перший та другий поверхи). Площі і найменування приміщень наведено в таб. 2.1.

Таблиця 3.1 характеристика кімнат будинку.

№	Найменування приміщення	Площа, м ²
Перший поверх		
1	Тамбур	8,8
2	Передпокій	9,0
3	Хол зі сходами	14,8
4	Кухня	17,0
5	Котельня	6,9
6	Санвузол	5,3
7	Вітальня	40,8
	Всього	92,65
Другий поверх		
1	Хол	8,6
2	Санвузол	11,9
3	Спальня	17,7
4	Спальня	17,6
5	Спальня	19,2
6	Гардероб	6,1
	Всього	81,1

Будинок має 13 кімнат, з них 3 спальні на другому поверсі, 2 санвузли, вітальню, кухню на першому поверсі, допоміжні приміщення та не опалювальне горище. Котельня розташована першому поверсі. В якості системи опалення використано тепловий насос. Комбінована система охолодження, опалення та гарячого водопостачання передбачає як вбудовані прилади опалення (тепла підлога) так і фанкойли в житлових приміщеннях

розраховані на опалення та охолодження, та бак непрямого нагріву з електродігрівачем для забезпечення гарячого водопостачання.

Обґрунтування вибору температурних режимів.

Затишок і Комфорт - суб'єктивні оцінки відчуттів людини від сприйняття навколишнього середовища. Поняття «комфортна температура» настільки широка, що його не існує в технічній лексиці і нормативної документації. Тут використовуються термін «оптимальна температура» повітря. Різниця велика.

Величина «оптимальної» температури повітря визначається на підставі складних фізіологічних експериментів і розрахунків. Значення цієї величини залежить від безлічі факторів і, найголовніше - враховує потреби середньостатистичного людського організму. Кожне значення величини «оптимальної» температури для різних умов - підкріплено багаторічними дослідженнями і спостереженнями. Вся інформація по «оптимальної» температурі повітря носить офіційний законодавчий характер і зафіксована нормативними документами ДБН В.2.5-67:2013 та ДСТУ Б EN 15251:2011, за якими встановлено:

Параметри мікроклімату при опаленні та вентиляції приміщень слід приймати відповідно до додатків Д та Е, а саме:

- у холодний період року в зоні обслуговування житлових, громадських та адміністративно-побутових приміщень температуру та швидкість руху повітря приймають у межах оптимальних (підвищених оптимальних для відповідних приміщень) норм; допускається приймати температуру та швидкість руху повітря в межах допустимих норм у зоні обслуговування громадських та адміністративно-побутових приміщень з відсутніми місцями постійного перебування людей та в приміщеннях загального користування за межами квартир житлових будинків;

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- у холодний період у робочій зоні виробничих приміщень температуру та швидкість руху повітря приймають у межах оптимальних норм; на робочих місцях допускається приймати температуру та швидкість руху повітря в межах допустимих норм за неможливості забезпечення оптимальних норм через технологічні вимоги виробництва;

- у теплий період року в зоні обслуговування та в робочій зоні громадських, адміністративно-побутових та виробничих приміщень швидкість руху повітря та температуру повітря приймають у межах допустимих норм за неможливості забезпечення оптимальних параметрів мікроклімату за технологічними вимогами виробництва, технічною недосяжністю та економічно обґрунтованою недоцільністю; у виробничих приміщеннях з надлишками теплоти допускається приймати температуру повітря, яка дорівнює розрахунковій температурі зовнішнього повітря у теплий період року для найжаркішої доби забезпеченістю 0,95 згідно з ДСТУ-Н Б В.1.1-27, збільшеної не більше ніж на 4 °С та не більше максимально допустимої норми внутрішньої температури повітря. У теплий період року параметри мікроклімату не нормуються для приміщень: - житлових будинків (крім приміщень з системами кондиціонування та охолодження повітря); - громадських, адміністративно-побутових та виробничих будівель у ДБН В.2.5-67:2013 24 періоди, коли їх не використовують, і у неробочий час за відсутності технологічних вимог до температурного режиму приміщень;

- відносну вологість повітря допускається приймати у межах допустимих норм (за відсутністю спеціальних вимог); допускається приймати відносну вологість повітря до 75 % включно у кліматичних районах (природних зонах) з відносною вологістю зовнішнього повітря у липні, яка дорівнює або перевищує 75 % згідно з ДСТУ-Н Б В.1.1-27 (за відсутності вимог інших норм). У теплий період року в приміщеннях з вентиляторами (загальними для приміщення або індивідуальними) та за

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

можливості місцевого регулювання ними допускається збільшувати максимальну результуючу температуру повітря за рахунок підвищення швидкості руху повітря згідно з рисунком Д.5. Якщо у теплий період року в робочій зоні або в зоні обслуговування неможливо забезпечити нормовану температуру через виробничі, технічні або економічні умови, то на постійних робочих місцях і місцях постійного перебування людей у приміщенні слід передбачати душування зовнішнім повітрям або застосовувати кондиціонування з охолодженням повітря.

Параметри мікроклімату приміщень при кондиціонуванні та охолодженні повітря (крім приміщень, для яких параметри мікроклімату встановлені іншими нормативними документами) слід приймати в межах оптимальних норм (підвищених оптимальних для відповідних приміщень) згідно з додатком Д, положеннями ДСТУ Б EN 15251 та ДСТУ Б EN ISO 7730 і санітарно-епідеміологічними вимогами у зоні обслуговування житлових, громадських та адміністративно-побутових приміщень і в межах оптимальних норм згідно з додатком Е і санітарними нормами до мікроклімату виробничих приміщень в робочій зоні виробничих приміщень, а також на робочих місцях виробничих приміщень, де виконуються роботи операторського типу, що зв'язані з нервово-емоційним напруженням (відносяться до категорії робіт Ia), згідно з ДСН 3.3.6.042 і ГОСТ 12.1.005. ДБН В.2.5-67:2013 25 Відносну вологість повітря в робочій зоні або в зоні обслуговування для теплого періоду року допускається передбачати за допустимими нормами замість оптимальних (за відсутності вимог інших норм) з урахуванням економічної доцільності та технічної можливості системи кондиціонування та охолодження повітря. За неможливості забезпечення нормованої відносної вологості повітря слід проектувати систему осушення або зволоження повітря.

Установка оптимальної температури в житлових будинках і приміщеннях видається більш простою процедурою, оскільки в житловому приміщенні

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

енергетична активність людини стабільна і мінімальна. Величина температури повітря для житлових приміщень повинна забезпечувати збереження теплового балансу людини в стані спокою і підтримання оптимального або допустимого теплового стану організму.

Визначення коефіцієнтів теплопередачі огорожувальних конструкцій.

Вибір теплоізоляції, варіантів утеплення стін, перекриттів і інших огорожуючих конструкцій для більшості замовників-забудовників завдання складне. Занадто багато суперечливих проблем потрібно вирішити одночасно. В даний час теплозбереження енергоресурсів набуло великого значення. Згідно ДБН В.2.6-31:2016 «Теплова ізоляція будівель» до ізоляції будівель пред'являються такі вимоги:

- Вимога, що б перепад між температурами внутрішнього повітря і на поверхні огорожуючих конструкцій не перевищували допустимих значень. Максимальних значень перепаду для зовнішньої стіни 4°C , для покриття і горищного перекриття 3°C і для перекриття над підвалами та підпідлоговими 2°C .

- Вимога, що б температура на внутрішній поверхні огороження була вище температури точки роси.

Розрахунок теплоізоляції передбачає порівняння розрахункових коефіцієнтів теплопередачі огорожувальних конструкцій з нормативними даними згідно з ДБН В.2.6-31:2016. Градусо-добу опалювального періоду визначають за формулою:

$$\text{ГДОП}=(t_{\text{вн}}-T_{\text{ср}})\cdot Z. \quad (3.1)$$

Необхідний опір теплопередачі огорожувальних конструкцій залежить від ГДОП та розраховується наступним чином:

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

$$R_{req} = \frac{n(t_{int} - t_{ext})}{\Delta t n \alpha_{int}} \quad (3.2)$$

де, n - коефіцієнт положення конструкції, t_{int} - розрахункова температура внутрішнього повітря, t_{ext} - розрахункова температура зовнішнього повітря; $\Delta t n$ - допустимий перепад температур між внутрішнім повітрям і поверхнею огорожувальних конструкцій; α_{int} - коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні огорожувальних конструкцій.

Термічний опір R , $m^2 \cdot ^\circ C / W$, шару багатошарової огорожувальної конструкції, а також однорідної (одношарової) огорожувальної конструкції слід визначати за формулою:

$$R = \frac{\delta}{\lambda}, \quad (3.3)$$

де, δ - товщина шару, м; λ - розрахунковий коефіцієнт теплопровідності матеріалу шару, $W / (m \cdot ^\circ C)$,

Таблиця 3.2 Вихідні дані для розрахунку.

	Найменування показника	Од. вим.	Значення
1	Район будівництва	Одеса	
2	Розрахункова (для опалення) температура зовнішнього повітря	$^\circ C$	-18
3	Середня температура опалювального періоду	$^\circ C$	1,7
4	Тривалість опалювального періоду	сутки	158

Для проектуваного будинку передбачено три режими опалення: 1-й режим – для житлових приміщень, температура $+20^\circ C$, відносна вологість 40%; 2-й режим – температура $+19^\circ C$, відносна вологість 40%, передбачений для допоміжних приміщень; 3-й режим – температура $+24^\circ C$, відносна вологість 40% - для санітарних приміщень.

Конструкція, матеріали та коефіцієнти теплопередачі огорожувальних конструкцій представлені в Таблиці 3.3. В якості матеріалу несучої

конструкції використані газобетонні блоки з щільністю 400 кг/м³, товщиною 400 мм, паропроникна штукатурка цементно-перлітова, товщиною 20 мм.

Конструкція підлоги по ґрунту включає: штучну основу з ущільненого піску середньої крупності, $\delta=500$ мм, залізобетонну монолітну плиту $\delta=350$ мм, пісочну засипку $\delta=350$ мм, залізобетонну монолітну плиту 1-го поверху $\delta=100$ мм, в якості утеплювача використано пінополістирол «Піноплекс 43» $\delta=100$ мм. Верхні шари включають цементно-пісчану стяжку $\delta=60$ мм та керамічну плитку $\delta=10$ мм.

Таблиця 3.3 Таблиця товщини і термічних опір матеріалів для умов Одеси і її області.

Конструкція	Матеріали шарів	λ Вт/м К	δ см	R, м2 К/Вт	K, Вт/м2 К	
Стіна основна	РОЗЧИНИ: Розчин цементно перлітний	0,3	2	0,067		
	БЕТОНИ ЛЕГКІ: Газобетон 400	0,14	40	2,857		
	РОЗЧИНИ: гіпсоперлітний	0,23	1	0,043		
	Конструкція в цілому:				3,125	0,32
Підлога	ГРУНТЫ: Пісок 1600	0,58	35	0,603		
	УТЕПЛЮВАЧІ: Пінополістирол Піноплекс 43	0,032	10	3,125		
	РОЗЧИНИ: цементно-пісчаний 1800	0,93	6	0,065		
	ПІДЛОГИ: Плитка керамічна	1	1	0,01		
	Конструкція в цілому:		Зона 1		5,903	0,169
			Зона 2		8,103	0,123
			Зона 3		12,403	0,081
			Зона 4		18,003	0,056
Перекриття 2-го поверху	БЕТОНИ: Залізобетон 2500	2,04	16	0,078		
	УТЕПЛЮВАЧІ: пінополістирол «Піноплекс 43»	0,032	10	3,125		
	РОЗЧИНИ: цементно-пісчаний 1800	0,93	6	0,065		
	ПІДЛОГИ: Плитка керамічна	1	1	0,01		

	Конструкція в цілому:			3,436	0,291
Перекриття горища	БЕТОНИ: Залізобетон 2500	2,04	16	0,078	
	УТЕПЛЮВАЧІ: Пінополістирол Піноплекс 43	0,032	15	4,688	
	Конструкція в цілому:			4,964	0,201

Конструкція підлоги по ґрунту включає: штучну основу з ущільненого піску середньої крупності, $\delta=500\text{мм}$, залізобетонну монолітну плиту $\delta=350\text{мм}$, пісочну засипку $\delta=350\text{мм}$, залізобетонну монолітну плиту 1-го поверху $\delta=100\text{мм}$, в якості утеплювача використано пінополістирол «Піноплекс 43» $\delta=100\text{мм}$. Верхні шари включають цементно-пісчану стяжку $\delta=60\text{мм}$ та керамічну плитку $\delta=10\text{мм}$.

Конструкція перекриття 2-го поверху передбачає залізобетонну монолітну плиту $\delta=160\text{мм}$, шар утеплювачу – пінополістирол «Піноплекс 43» $\delta=100\text{мм}$. Верхні шари включають цементно-пісчану стяжку $\delta=60\text{мм}$ та керамічну плитку $\delta=10\text{мм}$.

Конструкція перекриття горища передбачає залізобетонну монолітну плиту $\delta=160\text{мм}$, та шар утеплювачу – пінополістирол «Піноплекс 43» $\delta=150\text{мм}$.

Конструкція підлоги на першому поверху передбачає розбивку по зонах.

Опір теплопередачі показує, яка кількість тепла піде через квадратний метр огорожувальної конструкції при заданому перепаді температур. Можна сказати і навпаки, який перепад температур виникне при проходженні певної кількості тепла через квадратний метр огорож.

$$R = \frac{\Delta T}{q} \text{ Вт/м}^2; \quad (3.4)$$

де, q – це кількість тепла, яке втрачає квадратний метр огорожувальної поверхні. Його вимірюють у ватах на квадратний метр

										Арк.
										53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>KPM.XUKP.1.784-03.1.4</i>					

(Вт/м²); ΔТ –це різниця між температурою на вулиці і в кімнаті (°С) та, R – це опір теплопередачі(м²/К Вт).

Розрахунок теплових втрат скрізь огорожі.

Теплові втрати через огорожувальні конструкції розраховуються за формулою:

$$Q_{ог} = k \cdot F \cdot (t_{вн} - t_{н}^B) \cdot n \cdot (1 + \sum B), \text{ Вт} \quad (3.5)$$

де, $t_{н}^B$ – температура зовнішнього повітря, °С;

k - коефіцієнт теплопередачі окремої огорожі Вт/м²·К;

$t_{вн}$ – температура в приміщенні, °С;

F – площа відповідної зони, м²;

n – коефіцієнт, який враховує положення огорожі або захисної споруди (його зовнішній поверхні) щодо зовнішнього повітря;

B - додаткові втрати теплоти в частках від основних втрат, Вт;

Коефіцієнт k визначається по формулі:

$$k_H = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{СТ}}{\lambda_{СТ}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (3.6)$$

де; α_1 - коефіцієнт тепловіддачі з боку зовнішнього простору Вт/(м² · К) ;

α_2 - коефіцієнт тепловіддачі з боку внутрішнього приміщення Вт/(м² · К);

$\delta_{СТ}$ - товщина захисної конструкції м.;

$\lambda_{СТ}$ - теплопровідність огорожі Вт/м² ;

Опір теплопередачі для неутеплених підлог R_c (Вт/м²) по ґрунту та стін нижче рівня землі розраховується по зонам шириною по 2 м, паралельно

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

зовнішнім стінам. Коефіцієнти теплопередачі приймають рівними 2,1 - для 1 зони, 4,3 - для другої зони, 8,6 - для 3 зони, 14,2 - для останніх зон.

Опір теплопередачі для утеплених підлог по ґрунту R_y (Вт/м²) розраховується:

$$R = R_c + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} \text{ Вт/м}^2; \quad (3.7)$$

Знаходження тепловтрат в віконні заповнення знаходяться за формулою 2.1. Для розрахунків необхідно знати наступні параметри: кількість камер і палітурок, наявність покриття і заповнення газом.

Визначення теплових втрат через інфільтрацію

Витрата теплової енергії Q_i на підігрівання зовнішнього повітря, що проникає в дане приміщення крізь нещільності огорожень в результаті вітрового і (або) теплового тисків. Для розрахунку беруть найбільшу величину тепловтрат з певних по наступним рівнянням:

$$Q_i = 0,28L\rho_n c (t_{вн} - t_n^B), \text{ Вт} \quad (3.8)$$

де, L , м³/час – витрата провітрюваного назовні з приміщень повітря, для житлових будівель приймають 3 м³/ч на 1 м² площі житлових приміщень, в тому числі і кухні;

c – питома теплоємність повітря (кДж/кг·°С);

ρ_n – щільність повітря зовні приміщення, кг/м³.

Питома вага повітря γ , Н/м³, його щільність ρ , кг/м³, визначаються відповідно до формул:

$$\gamma = 3463 / (273 + t), \text{ Н/м}^3 \quad (3.9)$$

$$\rho = \gamma / g, \text{ кг/м}^3 \quad (3.10)$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$, t , °С – температура повітря.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Витрата теплоти на підігрівання повітря, який потрапляє в приміщення через різні нещільності захисних споруд (огорож) в результаті вітрового і теплового тисків, визначається згідно формули:

$$Q_i = 0,28 G_i c (t_{вн} - t_{н}^B) k, \text{ Вт} \quad (3.11)$$

де, k – коефіцієнт, що враховує перехресний тепловий потік, для окремо для брошурування балконних дверей і вікон приймається 0,8, для одинарних і парно-палітурних вікон - 1,0;

G_i – витрата повітря, що проникає (інфільтруючого) через захисні споруди (огороджувальні конструкції), кг/ч.

Для балконних дверей і вікон значення G_i визначається як:

$$G_i = 0,216 \Sigma F \Delta P_i^{0,67} / R_{и}, \text{ кг/ч} \quad (3.12)$$

де, ΔP_i – різниця тисків повітря на внутрішній $P_{вн}$ і зовнішній $P_{н}$ поверхнях дверей або вікон, Па;

ΣF , м^2 – розрахункові площі всіх огорожень будівлі;

$R_{и}$, $\text{м}^2 \cdot \text{ч/кг}$ – опір повітропроникності даної огорожі, який приймається за довідковими даними.

Величина ΔP_i визначається за формулою:

$$\Delta P_i = (H - h_i) (\gamma_n - \gamma_{вн}) + 0,5 \rho_n V^2 (c_{e,n} - c_{e,p}) k_{1-p_{int}}, \text{ Па} \quad (3.13)$$

де, H , м – висота будівлі від нульового рівня до даху будівлі;

h_i , м – висота від нульового рівня до верху балконних дверей або вікон, для яких проводиться розрахунок витрати повітря;

γ_n , $\gamma_{вн}$ – ваги питомі зовнішнього і внутрішнього повітря;

$c_{e,p}$ і $c_{e,n}$ – аеродинамічні коефіцієнти для підвітряного і навітряного поверхонь будівлі відповідно. Для прямокутних будівель $c_{e,p} = -0,6$, $c_{e,n} = 0,8$;

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

V , м/с – швидкість вітру, яку для розрахунку беруть з довідкових даних;

k_1 – коефіцієнт, який враховує залежність швидкісного напору вітру і висоти будівлі, для огорож висотою до 5,0 м коефіцієнт k_1 дорівнює 0,5, висотою до 10 м дорівнює 0,65, при висоті до 20 м - 0,85, а для огорож 20 м і вище приймається 1,1;

p_{int} , Па – умовно-постійний тиск повітря, яке виникає при роботі вентиляції з примусовим спонуканням, при розрахунку житлових будинків p_{int} , можна не враховувати, оскільки воно дорівнює нулю.

Розрахунок теплоприпливів приміщень

Теплоприпливи - надходження в приміщення тепла від різних джерел. Розрахунок теплоприпливів, це невід'ємна частина розробки систем охолодження та вентиляції у будівлі. Цей підрахунок дуже важливий і від нього залежить: чи буде мікроклімат в кімнаті комфортним для людини.

Охолодження повітря розраховується для наступних приміщень:

- вітальня, в даному приміщенні планується встановити декілька стельових фанкойлів, для забезпечення комфортних умов в спекотний період;
- житлові кімнати в яких планується встановити стельові фанкойли для охолодження приміщень і забезпечення комфортних умов;

Теплоприпливи в приміщення складаються з теплоприпливів через зовнішні огородження, теплоприпливів від сонячної радіації через світлові (віконні) прорізи, теплоприпливи від людей що знаходяться у приміщенні та теплоприпливи від електрообладнання.

Зовнішні теплоприпливи

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

Теплопоприпливи через зовнішні огороження розраховуються наступним чином:

$$Q_{зс} = q_{зс} \cdot F_{зс}, \text{ Вт} \quad (3.14)$$

де, $q_{зс}$ - питома теплова потужність теплопередачі захисної споруди, Вт/м², $F_{зс}$ - площа захисної споруди, м².

Таблиця 3.4 Значення питомої теплової потужності теплопередачі огорожуючих конструкцій

Питома теплова потужність теплопередачі		Тепло припл иви від сонячн
Захисна споруда	$q, \text{ Вт/м}^2$	
Зовнішня стіна легкої конструкції (північ)	30	
Зовнішня стіна легкої конструкції	60	
Зовнішня стіна важкої конструкції (північ)	20	
Зовнішня стіна важкої конструкції	30	
Внутрішня стіна	30	
Дах без утеплення	60	
Дах з утепленням	25	
Стеля	10	
Підлога	10	

ої радіації через світлові (віконні) прорізи розраховуються наступним чином:

$$Q_{окн} = q_{окн} \cdot F_{окн} \cdot k, \text{ Вт} \quad (3.15)$$

де, $q_{окн}$ - питома теплова потужність від сонячної радіації в залежності від орієнтації вікна Вт/м².

$F_{окн}$ - площа заклої частини вікна, м²;

k - коефіцієнт, що враховує наявність сонцезахисних елементів на вікні.

Таблиця 3.5 Значення питомої теплової потужності від сонячної радіації в залежності від орієнтації вікна

Питома теплова потужність від сонячної радіації	
Орієнтація вікна	$q, \text{ Вт/м}^2$
північний схід	190
схід	250
південний схід	240

південь	240	Теплоприпливи від людей що знаходяться у приміщенні розраховуються наступним чином:
південний захід	350	
захід	470	
північний захід	370	
північ	0	

Теплоприпливи від внутрішніх джерел

Теплоприпливи від людей що знаходяться у приміщенні розраховуються наступним чином:

$$Q_{\text{л}} = q_{\text{л}} \cdot n \quad (3.16)$$

де, n - кількість людей в належному стані;

$q_{\text{л}}$ - тепловиділення однієї людини, Вт/чел

Таблиця 3.6 Тепловиділення людини залежно від стану

Тепловиділення однієї людини	
Стан людини	q , Вт
Відпочинок	80
Легка робота	125
Середня робота	170
Важка робота, спорт	250

Тепловиділення від електрообладнання:

$$Q_{\text{е}} = N_{\text{е}} \cdot m \cdot i, \text{ Вт} \quad (3.17)$$

де, m - кількість одиниць обладнання;

$N_{\text{е}}$ - електрична потужність одиниці обладнання, Вт;

i - коефіцієнт перетворення електричної енергії в теплову.

Таблиця 3.7 Коефіцієнт перетворення електричної енергії в теплову залежно від типу прибору

Коефіцієнт перетворення електричної енергії в теплову	
Обладнання	i
Лампи розжарювання	0,9
Лампи світлодіодні	0,4

3.2. Результати розрахунків системи

Загальні розрахункові тепловтрати в приміщенні:

$$Q_{\text{расч}} = \Sigma Q_{\text{ог}} + Q_i, \text{Вт} \quad (3.18)$$

Таблиця 3.8 Загальні теплові втрати

Поверх	Тепловтрати по групах приміщень, Вт			
1	Житлове одноквартирне			
	Приміщення	Тепловтрати	Інфільтрація	Разом
	Тамбур	1546,6	737,0	2283,5
	Передпокій	45,7	6,9	52,6
	Хол зі сходами	453,3	247,6	682,8
	Кухня	538,2	438,6	976,8
	Котельня	356,5	133,6	490,0
	Санвузол	213,1	156,2	369,3
	Вітальня	2336,0	1310,3	3646,3
	Разом по групі:	5471,3	3030,0	8501,4
	Разом по поверху:	5471,3	3030,0	8501,4
Поверх	Тепловтрати по групах приміщень, Вт			
2	Житлове одноквартирне			
	Приміщення	Тепловтрати	Інфільтрація	Разом
	Хол	57,7	8,7	66,3
	Санузел	547,1	142,4	689,5
	Спальня	674,3	363,7	1038,0
	Спальня	783,4	567,4	1350,8
	Спальня	812,1	561,2	1373,2
	Гардероб	277,6	41,6	319,3
	Разом по групі:	3152,2	1685,0	4837,1
	Разом по поверху:	3152,2	1685,0	4837,1
Разом по об'єкту:		8623,5	4715,0	13338,5

За розрахунками теплових втрат встановлено, що одні з найбільших втрат тепла за приміщеннями є у тамбурі. Такі втрати обумовлені тим, що в даному приміщенні встановлені входні двері без теплового тамбуру, тому для

забезпечення комфортних умов та зменшення теплових втрат через відкриття вхідних дверей передбачається встановлення теплової завіси.

Найбільші втрати тепла встановлені у вітальні, це обумовлено тим що дана кімната найбільша по площі, тому в даній кімнаті передбачається встановлення фанкойлів для додаткового опалення в додаток до опалення теплою підлогою. У санітарних приміщеннях в додаток до опалення теплою підлогою, передбачається встановлення рушникосуші, як невід’ємний атрибут ванних кімнат. Опалення холу зі сходами на першому та другому поверсі, передбачає встановлення фанкойлу на сходовій клітці на рівні між першим та другим поверхом, для забезпечення комфортних умов в переході між першим та другим поверхом. Опалення передпокою не передбачено, так як в дане приміщення має найменші теплові втрати через зовнішні огорожі, якими можна знехтувати в даному прикладі. Опалення кухні на першому поверсі здійснюється за рахунок теплих підлог. Опалення житлових кімнат на другому поверсі здійснюється за рахунок теплих підлог.

Сумарна величина теплопритоків приміщення становитиме:

$$\Sigma Q = \Sigma Q_{\text{окн}} + \Sigma Q_{\text{зс}} + \Sigma Q_{\text{л}} + \Sigma Q_{\text{е}}, \text{ Вт} \quad (3.19)$$

Таблиця 3.9 Загальні теплоприпливи у приміщеннях

Тепловтрати по групах приміщень, Вт			
Житлове одноквартирне			
Приміщення	Зовнішні	Внутрішні	Разом
Вітальня	5315,7	264,5	5580,2
Спальня	2539,2	104	2643,2
Спальня	2763,4	104	2424
Спальня	2538,2	104	2867,4
Разом			13514,8

Охолодження повітря розраховано для наступних приміщень:

- вітальня, в даному приміщенні планується встановити декілька стельових фанкойлів, для забезпечення комфортних умов в спекотний період;

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- житлові кімнати в яких планується встановити стельові фанкойли для охолодження приміщень і забезпечення комфортних умов;

3.3. Розрахунок та підбір обладнання

Розрахунок теплої підлоги.

Тепла підлога розраховується для першого та другого поверхів. В тих приміщеннях де потужності теплої підлоги недостатньо для підігріву передбачається встановлення фанкойлів для додаткового обігріву. В приміщеннях санвузлів додатково встановлюються рушникосуші.

Тепла підлога або точніше - або «панельний обігрів», так як по поверхнею (панеллю) обігріву стає вся площа підлоги. Використовують його як для місцевого утеплення підлоги (наприклад, у ванній кімнаті), так і для загального обігріву квартири або будинку. Фахівці підтвердили, що найбільш комфортно людина відчуває себе, коли температура повітря досягає + (22 - 25) ° С, а на рівні голови (18 - 20) ° С. Такий розподіл температур найкраще забезпечує саме підлогове опалення. Тепло рівномірно розподіляється по всій площі, забезпечуючи температуру підлоги до 24 ° С, а на висоті 1,7 - 1,9 м - 20 - 22 ° С. Вірно запроектована система опалення дозволяє економити до 20% енергоресурсів.

Розкладка труб здійснюється з певним кроком і в потрібній конфігурації. При цьому рекомендується трубопровід подачі слід укладати ближче до зовнішніх стін. Крок укладання повинен бути проектним в згоді з розрахунками. Для крайових зон використовується крок, рівний 10 см. Для інших зон з різницею в 5 см - 15 см, 20 см, 25 см. Але не більше 30 см. Це обмеження пов'язане з чутливістю ступні людини. При більшому кроці труб нога починає відчувати різницю температури.

Також важливо витримувати максимальні довжини контуру для теплої підлоги. Для визначення довжини контуру використовується формула:

$$L = S / N \cdot 1,1, \text{ м} \quad (3.20)$$

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

де, S - площа приміщення або контуру, для якого розраховується довжина труби (m^2); N - шаг укладки, м;

Важливим параметром такого роду системи є температура системи і покриття. Звичайно ж, кожному різновиду властиві певні показники, однак стандартні межі визначаються за ДБН В.2.5-67:2013. У цьому документі чітко регламентована максимальна і мінімальна температура підлогового покриття. З огляду на фізіологічні особливості людини, температура підлоги не повинна перевищувати наступні межі:

При відомому питомому тепловому потоці розрахунок ведеться за формулою:

$$t_{\text{мжн}} = t_e + q_e R_n^e + q_e b R_{\text{мр}}^{\text{нр}} (1 + a) \quad (3.21)$$

де: $t_{\text{тн}}$ - середня температура теплоносія, °C; t_b - температура повітря в приміщенні, °C; q_b - питомий тепловий потік у напрямку "вгору", Вт/м²; $R_{\text{п}}$ - приведений опір теплопередачі шарів підлоги над трубами, м² К/Вт; b - крок труб теплої підлоги, см; $R_{\text{тр}}^{\text{нр}}$ - приведений опір теплопередачі стінки труби, м² К/Вт; a - відношення питомих теплових потоків за напрямками "вниз" / "вгору", Вт/м² К.

При відомій середній температурі теплоносія питомий тепловий потік у напрямку "вгору" визначається шляхом рішення рівняння:

$$t_{\text{мжн}} = t_e + q_e R^e + 0,1368 q_e^{(1/1,1)} + q_e b R_{\text{мр}}^{\text{нр}} \left[1 + \frac{t_e + q_e R^e + 0,1368 q_e^{(1/1,1)} - t_x}{q_e R_n^e} \right] \quad (3.22)$$

Визначаємо загальні гідравлічні втрати:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{лнн}} + \Delta p_{\text{кмс}} \quad (3.23)$$

де, Δp - загальні втрати тиску, Па; $\Delta p_{\text{кмс}}$ - втрати тиску на місцеві опори, Па; $\Delta p_{\text{лнн}}$ - лінійні втрати тиску, Па;

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta p_{\text{тин}} = \lambda \frac{\rho v^2}{2d} \quad (3.24)$$

$$\Delta p_{\text{змс}} = \xi \frac{\rho v^2}{2} \quad (3.25)$$

де, λ - коефіцієнт тертя; ρ - щільність середовища, що транспортується, кг/м³; v - швидкість потоку, м/с;

$$\sqrt{\lambda} = \frac{0.5 \left[\frac{b}{2} + \frac{1.312(2-b) \lg(3.7d_p / K_\Sigma)}{\lg Re_\phi - 1} \right]}{\lg(3.7d_p / K_\Sigma)} \quad (3.26)$$

де, Re_ϕ - фактичне число Рейнольдса; b - число подібності режимів течії рідини; $Re_{\text{кв}}$ - число Рейнольдса, відповідне початку зони квадратичної залежності; K_Σ - коефіцієнт еквівалентної шорсткості, мм; d_p - внутрішній діаметр трубопроводу на розрахунковому ділянці, мм

$$Re_{\text{кв}} = \frac{500d_p}{K_\Sigma} \quad (3.27)$$

$$Re_\phi = \frac{d_p V}{\nu_t} \quad (3.28)$$

де, ν_t - коефіцієнт кінематичної в'язкості

$$b = 1 + \frac{\lg Re_\phi}{\lg Re_{\text{кв}}} \quad (3.29)$$

Дані розрахунку зведемо в таблицю:

Таблиця 3.10 – Тепловий розрахунок теплої підлоги

Приміщення	Номер петлі	Довжина бруutto, м	Теплове навантаж., Вт	Витрати. в петлі, кг/с	Швидкість в петлі, м/с	Втрати тиску, Па
Кухня	1	74,4	1086,431	0,026	0,231	7614,109
Санвузол	2	38,7	367,948	0,009	0,078	651,938

Вітальня	3	97,2	1638,807	0,039	0,349	19884,187
Вітальня	4	99,9	1687,581	0,04	0,36	21482,088
Разом		197,1	3326,389	0,08		
Санвузол	5	60,5	692,737	0,017	0,148	3055,215
Спальня	6	93,4	1240,588	0,03	0,264	11923,518
Спальня	7	96,2	1366,232	0,033	0,291	14416,847
Спальня	8	100	1428,782	0,034	0,304	15340,106
Гардероб	9	35,5	352,921	0,008	0,075	559,648
ВСЬОГО		695,8	9862,027	0,236		

Таблиця 3.11 – Характеристики колекторів теплої підлоги

Номер колектора	Ø колектора, мм	Номер петлі	Довжина петлі бруто, м	Теплове навантаження, Вт	Витрати, кг/с	Швидкість, м/с	Втрати тиску, Па	% відкриття вентиля
1	32	1	74,9	1086,431	0,026	0,231	7614,11	35,444
1	32	2	38,7	367,948	0,009	0,078	651,94	3,035
1	32	3	97,2	1638,807	0,039	0,349	19884,2	92,562
1	32	4	99,4	1687,581	0,04	0,36	21483,1	100
Разом		4	310,2	4780,77	0,114		21483,1	
2	32	5	60,5	692,737	0,017	0,148	3055,215	14,222
2	32	7	96,2	1366,232	0,033	0,291	14416,85	93,981
2	32	8	99,5	1428,782	0,034	0,304	15340,11	100
2	32	6	93,4	1240,588	0,03	0,264	11923,52	100
2	32	9	35,5	352,921	0,008	0,075	559,65	4,694
Разом		5	385,1	5081,26	0,122		15340,11	
Всього		9	695,3	9862,03	0,236			

За результатами гідравлічного розрахунку для компенсації втрати тиску підбираємо два насоси WILO RS 25/4 з номінальним напором 4 м.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

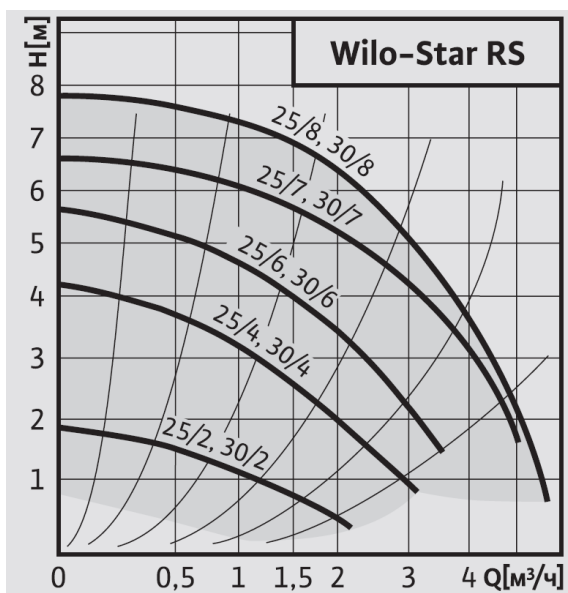


Рис. 3.1 Напірна характеристика насосів WILO-Star RS

Розрахунок та підбір фанкойлів

Фанкойли - це кліматичне обладнання, призначене для охолодження або нагрівання повітря. Зазвичай вони входять в систему загального кондиціонування приміщення і працюють спільно з чиллерами або тепловими насосами. Такі пристрої можна помітити на стелі і стінах приміщень. Перевага таких систем в тому, що ви можете налаштувати автоматичну подачу повітря заданої температури без необхідності забирати його безпосередньо з вулиці. Підходить для підтримки клімату в середніх і великих приміщеннях, в яких немає можливості встановити звичайний кондиціонер. Дана установка включає в себе:

- теплообмінник, куди надходить повітря з приміщення і де воно приймає потрібну температуру;
- вентилятор, за допомогою якого повітря подається в теплообмінник;

- фільтр для очищення повітря;
- управління обладнання відбувається за допомогою віддаленого, вбудованого або дистанційного пульта.

За розрахунковими даними з розрахунку теплої підлоги встановлено, що за технічними умовами або через недостатню потужність теплої підлоги необхідне встановлення фанкойлів для додаткового обігріву у наступних приміщеннях:

- вітальня, з необхідною тепловою потужністю 320,3 Вт;
- тамбур з необхідною тепловою потужністю 2283,5 Вт;
- хол зі сходами з необхідною тепловою потужністю 682,9 Вт;
- котельня з необхідною тепловою потужністю 490 Вт;

За каталогами фірми Clivet підбираємо необхідне обладнання:

Таблиця 3.12 – Теплове навантаження пристінних фанкойлів в залежності від температури теплоносія та температури повітря що потрапляє у фанкойл

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						67
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Size	Exchanger water inlet / outlet temperature (°C)					
	Twi (°C)	35/30	40/35	45/40	50/45	60/55
		kWt	kWt	kWt	kWt	kWt
003.0	10	0,94	1,16	1,38	1,59	2,02
	15	0,72	0,94	1,15	1,37	1,79
	18	0,58	0,81	1,02	1,23	1,66
	20	0,49	0,72	0,93	1,14	1,57
	22	0,39	0,62	0,85	1,06	1,48
	25	0,18	0,49	0,72	0,93	1,35
005.0	10	2,00	2,45	2,91	3,36	4,26
	15	1,53	1,99	2,44	2,89	3,78
	18	1,24	1,71	2,16	2,60	3,49
	20	1,05	1,54	1,97	2,42	3,30
	22	0,84	1,34	1,79	2,23	3,11
	25	0,39	1,05	1,52	1,96	2,84
011.0	10	2,75	3,37	3,99	4,60	5,84
	15	2,11	2,73	3,35	3,96	5,18
	18	1,74	2,35	2,96	3,57	4,79
	20	1,48	2,10	2,71	3,32	4,53
	22	1,21	1,86	2,46	3,07	4,27
	25	0,79	1,48	2,09	2,69	3,89
015.0	10	3,50	4,29	5,07	5,85	7,41
	15	2,69	3,48	4,26	5,03	6,57
	18	2,21	3,00	3,77	4,54	6,07
	20	1,88	2,68	3,45	4,22	5,75
	22	1,54	2,36	3,14	3,90	5,42
	25	0,97	1,88	2,67	3,43	4,94
017.0	10	4,18	5,11	6,04	6,97	8,83
	15	3,20	4,15	5,07	5,99	7,83
	18	2,62	3,57	4,49	5,41	7,23
	20	2,22	3,19	4,11	5,02	6,84
	22	1,81	2,81	3,74	4,64	6,45
	25	1,59	2,23	3,17	4,08	5,88

Примітка:

- Ta = температура повітря що надходить до фанкойла (°C);
- kWt = забезпечена теплова потужність апарату (кВт);
- різниця температур води = 5°C;

Температура теплоносія у системі опалення встановлена з розрахунку теплої підлоги становить 35 °C. Температурні режими у приміщеннях встановлені наступні:

- вітальня, 1-й режим, температура +20 °C;
- тамбур, 2-й режим – температура +19 °C;
- хол зі сходами, 2-й режим – температура +19 °C;
- котельня 2-й режим – температура +19 °C;

Обираємо наступні типорозміри фанкойлів для наступних приміщень:

					<i>KPM.XYKП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

- вітальня, типорозмір 003.0;
- тамбур, два приладу з типорозміром 005.0;
- хол зі сходами, типорозмір 005.0;
- котельня, типорозмір 005.0;

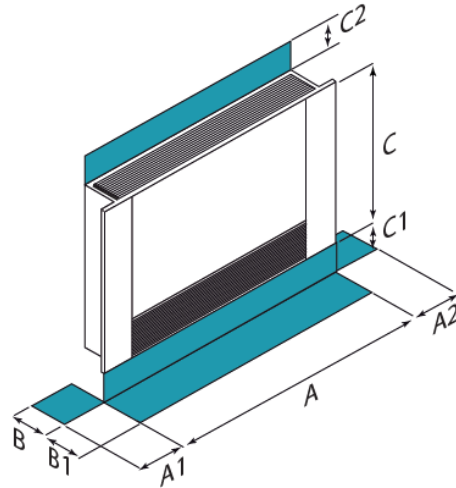


Рис. 3.2 Схема двотрубного підлогово-стельового лінійки EFLORM2

Таблиця 3.13 Розміри та необхідні зони обслуговування

Типорозм		03.0	05.0
ір			
А- довжина	м	37	37
В- ширина	м	30	30
С- висота	м	79	79
A1	м	0	0
A2	м	0	0
B1	м	00	00
C1	м	0	0
C2	м	40	40

Перевіримо достатність обраного насоса у тепловому розрахунку теплої підлоги, для цього скористаємось графіком втрат тиску з каталогу:

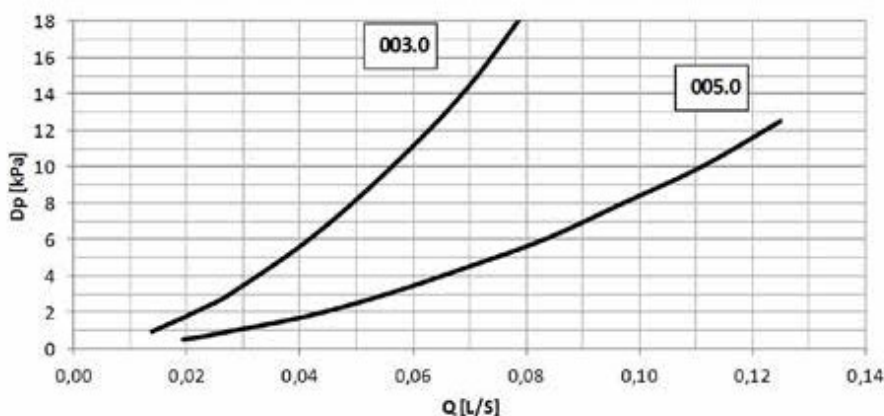


Рис. 3.3 Діаграма втрат тиску фанкойлів лінійки EFLORM2

За перевіреними даними обраний циркуляційний насос задовольняє умови втрат тиску.

Охолодження повітря передбачається у наступних приміщеннях:

- вітальня, температура повітря встановлена у теплий період за ДБН В.2.5-67:2013 дорівнює 23 °С;
- спальні кімнати, температура повітря встановлена у теплий період за ДБН В.2.5-67:2013 дорівнює 23 °С;

За розрахунковими даними з розрахунку теплоприпливів встановлено, що необхідна потужність охолоджувального обладнання з урахуванням необлікованих втрат потужності складає:

- вітальня, необхідна загальна потужність двох спліт блоків складає 5970,6 Вт;
- для першої кімнати необхідна потужність складає 2828,2 Вт;
- для другої кімнати необхідна потужність складає 2666,4 Вт;
- для третьої кімнати необхідна потужність складає 3068.1 Вт;

За каталогами фірми Clivet підбираємо необхідне обладнання

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.14 – Холодильна потужність настінних фанкойлів в залежності від температури теплоносія та зовнішньої температури.

011.0																											
EWT	ΔT	Ta (W.B.)	Ta (D.B.)																								
			21				23				25				27				29				30				
			TC	SC	WF	WDP	TC	SC	WF	WDP	TC	SC	WF	WDP	TC	SC	WF	WDP	TC	SC	WF	WDP	TC	SC	WF	WDP	
[°C]	[°C]	[°C]	[kW]	[kW]	[l/h]	[kPa]	[kW]	[kW]	[l/h]	[kPa]	[kW]	[kW]	[l/h]	[kPa]	[kW]	[kW]	[l/h]	[kPa]	[kW]	[kW]	[l/h]	[kPa]	[kW]	[kW]	[l/h]	[kPa]	
5	3	15	2,55	1,98	730	75,02	2,54	2,28	730	74,36	2,59	2,59	740	76,91	2,85	2,85	820	90,99	3,13	3,13	900	106,68	3,26	3,26	940	114,90	
		17	3,32	1,93	950	118,22	3,30	2,23	950	117,24	3,28	2,52	940	115,83	3,17	2,77	910	109,32	3,18	3,08	920	110,02	3,28	3,27	940	115,79	
		19	4,14	1,87	1200	174,75	4,12	2,17	1190	173,26	4,10	2,47	1180	171,81	4,05	2,75	1170	167,86	3,94	3,00	1140	159,62	3,92	3,14	1130	158,46	
		21	-	-	-	-	5,02	2,12	1450	244,96	4,99	2,41	1450	242,94	4,97	2,71	1440	240,72	4,91	2,98	1420	235,52	4,86	3,11	1410	231,30	
		23	-	-	-	-	-	-	-	-	5,96	2,35	1730	332,96	5,93	2,65	1720	330,12	5,90	2,94	1720	327,27	5,88	3,08	1710	324,96	
	5	5	15	2,16	1,80	370	23,27	2,22	2,13	380	24,49	2,40	2,40	410	27,96	2,67	2,67	460	33,57	2,95	2,95	510	39,65	3,09	3,09	530	42,84
			17	2,92	1,75	500	38,95	2,91	2,05	500	38,67	2,89	2,35	500	38,32	2,84	2,63	490	37,23	2,97	2,97	510	40,13	3,09	3,09	530	42,94
			19	3,75	1,70	650	59,83	3,73	2,00	640	59,29	3,71	2,30	640	58,80	3,68	2,59	630	57,88	3,56	2,84	610	54,76	3,51	2,96	600	53,38
			21	-	-	-	-	4,62	1,94	800	85,76	4,60	2,24	790	85,05	4,58	2,54	790	84,33	4,52	2,82	780	82,57	4,46	2,94	770	80,63
			23	-	-	-	-	-	-	-	-	5,56	2,18	960	118,14	5,53	2,48	950	117,18	5,51	2,77	950	116,19	5,48	2,91	950	115,26
	7	7	15	1,81	1,64	220	8,02	1,99	1,99	240	10,55	2,22	2,22	270	13,50	2,49	2,49	310	16,70	2,77	2,77	340	19,97	2,91	2,91	360	21,68
			17	2,48	1,56	300	16,46	2,48	1,86	300	16,45	2,50	2,18	310	16,69	2,59	2,52	320	17,75	2,78	2,78	340	20,08	2,91	2,91	360	21,70
			19	3,33	1,52	410	27,18	3,31	1,81	410	26,88	3,29	2,11	400	26,69	3,27	2,41	400	26,37	3,19	2,68	390	25,26	3,15	2,81	390	24,81
			21	-	-	-	-	4,20	1,76	520	40,48	4,18	2,06	510	40,12	4,16	2,36	510	39,79	4,12	2,65	510	39,15	4,07	2,78	500	38,35
			23	-	-	-	-	-	-	-	-	5,14	2,00	630	57,19	5,12	2,30	630	56,72	5,09	2,60	630	56,25	5,07	2,74	620	55,88
7	3	15	1,97	1,72	570	47,32	2,05	2,05	590	50,66	2,29	2,29	660	61,53	2,57	2,57	740	74,91	2,85	2,85	820	89,32	2,98	2,98	860	96,91	
		17	2,72	1,66	780	82,69	2,71	1,96	780	82,10	2,70	2,26	780	81,36	2,67	2,55	770	79,85	2,85	2,85	820	89,39	2,98	2,98	860	96,98	
		19	3,55	1,61	1020	131,28	3,53	1,91	1020	129,96	3,51	2,21	1010	128,82	3,49	2,50	1010	127,20	3,36	2,75	970	119,23	3,30	2,87	950	115,62	
		21	-	-	-	-	4,42	1,85	1280	192,79	4,40	2,15	1270	191,09	4,37	2,45	1270	189,43	4,32	2,73	1250	185,04	4,25	2,85	1230	180,05	
		23	-	-	-	-	-	-	-	-	5,35	2,09	1550	271,13	5,33	2,39	1550	268,82	5,30	2,68	1540	266,34	5,27	2,82	1530	263,93	
	5	5	15	1,64	1,57	280	14,43	1,85	1,85	320	17,61	2,12	2,12	360	22,18	2,39	2,39	410	27,36	2,67	2,67	460	32,95	2,81	2,81	480	35,89
			17	2,29	1,48	390	25,37	2,29	1,79	400	25,39	2,31	2,10	400	25,79	2,44	2,44	420	28,18	2,67	2,67	460	32,96	2,81	2,81	480	35,91
			19	3,13	1,43	540	43,23	3,11	1,73	540	42,72	3,10	2,03	530	42,39	3,08	2,33	530	42,00	3,00	2,60	520	40,15	2,96	2,73	510	39,24
			21	-	-	-	-	4,00	1,68	690	65,86	3,98	1,98	690	65,23	3,96	2,28	680	64,67	3,92	2,57	680	63,62	3,87	2,70	670	62,26
			23	-	-	-	-	-	-	-	-	4,93	1,92	850	94,64	4,91	2,22	850	93,83	4,89	2,51	840	93,02	4,87	2,66	840	92,35
	7	7	15	1,40	1,40	170	3,91	1,65	1,65	200	6,40	1,93	1,93	240	10,17	2,21	2,21	270	13,37	2,49	2,49	310	16,41	2,63	2,63	320	17,99
			17	1,80	1,28	220	8,52	1,88	1,62	230	9,53	2,03	1,98	250	11,39	2,24	2,24	280	13,61	2,49	2,49	310	16,42	2,63	2,63	320	18,00
			19	2,66	1,24	330	18,26	2,64	1,54	320	18,06	2,64	1,85	320	18,04	2,64	2,15	320	18,02	2,67	2,47	330	18,48	2,71	2,63	330	18,91
			21	-	-	-	-	3,55	1,50	440	29,89	3,53	1,80	430	29,55	3,51	2,10	430	29,31	3,49	2,39	430	28,96	3,45	2,53	420	28,48
			23	-	-	-	-	-	-	-	-	4,49	1,74	550	44,63	4,47	2,04	550	44,22	4,44	2,34	550	43,83	4,43	2,48	550	43,57

Примітка:

- EWT = температура на вході (°C);
- kWt = забезпечена теплова потужність апарату (кВт);
- ΔT = різниця температур °C;
- Ta = температура зовнішня °C

За даними з каталогу було обрано один типорозмір для всіх житлових кімнат 011.0.

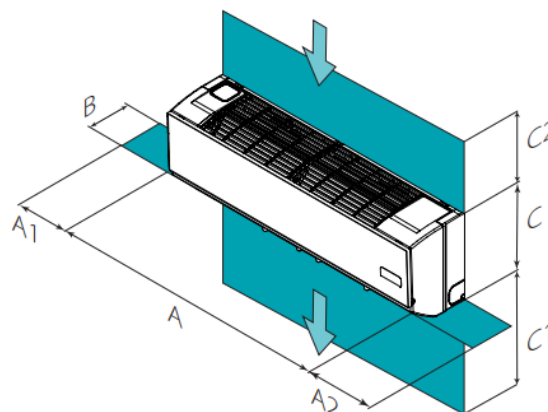


Рис. 3.4 Схема двотрубного пристінного фанкойлу лінійки ELFOSpace WALL3

Таблиця 3.15 Розміри та необхідні зони обслуговування

Типорозм		011.0
ір		
А-довжина	м	916
В-ширина	м	218
С-висота	м	290
A1	м	300
A2	м	300
C1	м	200 0-3000
C2	м	300

За даними каталогу втрати тиску обраних фанкойлів, встановлено що необхідна установка циркуляційного насосу на лінію охолодження. Обраний циркуляційний насос WILO RS 25/7 з номінальним напором 7 м.

Розрахунок та підбір бойлера непрямого нагріву

Питання забезпечення гарячою водою домогосподарств завжди бу актуальним, але з подорожчанням енергоносіїв, підхід до побудови системи підігріву води повинен бути максимально виваженим. Існує кілька рішень для приватного домоволодіння заснованих на енергії альтернативних джерел тепла (сонячної енергії, теплових насосів.). Перший варіант, це теплоаккумулятор з вбудованим баком ГВП (гарячого водопостачання) або теплообмінником, що дозволяє нагрівати воду проточним способом. Таке рішення дозволяє отримувати невеликий об'єм води, достатній для того, щоб помити руки або прийняти душ. Але через малий об'єм доступної гарячої води в обмежений період часу, цей варіант не в повній мірі задовольнить потреби сім'ї, що складається з трьох і більше осіб. Другий варіант, це бойлер непрямого нагріву, підключений до зовнішніх джерел тепла.

Таблиця 3.16 Таблиця розрахункових добових витрат води в житлових будинках, л/добу на одного мешканця за додатка А нормативного документа ДБН В.2.5-64:2012

Житлові будинки	Кліматичні райони			
	I		II, III та IV	
	Витрата води			
	загальна	у тому числі гаряча	загальна	у тому числі гаряча
З водопроводом і каналізацією без ванн	100	40	110	45
Те саме з газопостачанням	120	48	135	55
З водопроводом, каналізацією і ваннами з водопідігрівачами, які працюють на твердому паливі	150	60	170	70
Те саме з газовими водонагрівачами	210	85	235	95
З централізованим гарячим водопостачанням і сидячими ваннами	230	95	260	105
Те саме з ваннами завдовжки більше ніж 1500 мм	250	100	285	115

За таблицею визначаємо, що в середньому на одного мешканця витрати гарячої води на добу становить 115 літрів. Тоді на сім'ю з 3 мешканців

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

необхідна витрата води становитиме 345 л/добу. Визначимо об'єм бака за наступною формулою:

$$V_{ГВ} = V_{ТВ} \cdot (T_{ТВ} - T_{ХВ}) / (T_{ГВ} - T_{ХВ}) \frac{кДж}{кг} \quad (3.30)$$

$$V_{ГВ} = 345 \cdot \frac{45 - 12}{50 - 12} = 299,6$$

де: $V_{ГВ}$ - Необхідний обсяг гарячої води (бойлера непрямого нагріву), л;

$V_{ТВ}$ - Споживаний обсяг теплої води, л;

$T_{ГВ}$ - Температура гарячої води, °С;

$T_{ТВ}$ - Температура теплої води, °С;

$T_{ХВ}$ - Температура холодної води, °С;

За каталогами фірми Viessman обираємо бак ємністю 300 літрів з додатковим електропідігрівачем для забезпечення повної потужності системи ГВП:

Таблиця 3.17 Технічні характеристики бойлерів непрямого нагріву лінійки Vitocell 100-V

Тип		CVAA-A/CVA	CVAA-A/CVA	CVAA	CVA	CVA	CVA
Объем водонагревателя	л	160	200	300	500	750	1000
Регистрационный номер DIN		9W241/11-13 MC/E					
Длительная производительность	90 °С кВт	40	40	53	70	123	136
	л/ч	982	982	1302	1720	3022	3341
при подогреве воды в контуре ГВС с 10 до 45 °С и температуре подачи отопительного контура	80 °С кВт	32	32	44	58	99	111
	л/ч	786	786	1081	1425	2432	2725
... при указанном ниже расходе теплоносителя	70 °С кВт	25	25	33	45	75	86
	л/ч	614	614	811	1106	1843	2113
	60 °С кВт	17	17	23	32	53	59
	л/ч	417	417	565	786	1302	1450
	50 °С кВт	9	9	18	24	28	33
	л/ч	221	221	442	589	688	810
Длительная производительность	90 °С кВт	36	36	45	53	102	121
	л/ч	619	619	774	911	1754	2081
при подогреве воды в контуре ГВС с 10 до 60 °С и температуре подачи отопительного контура	80 °С кВт	28	28	34	44	77	91
	л/ч	482	482	584	756	1324	1565
... при указанном ниже расходе теплоносителя	70 °С кВт	19	19	23	33	53	61
	л/ч	327	327	395	567	912	1050
Объемный расход теплоносителя при указанной долговременной мощности	м³/ч	3,0	3,0	3,0	3,0	5,0	5,0

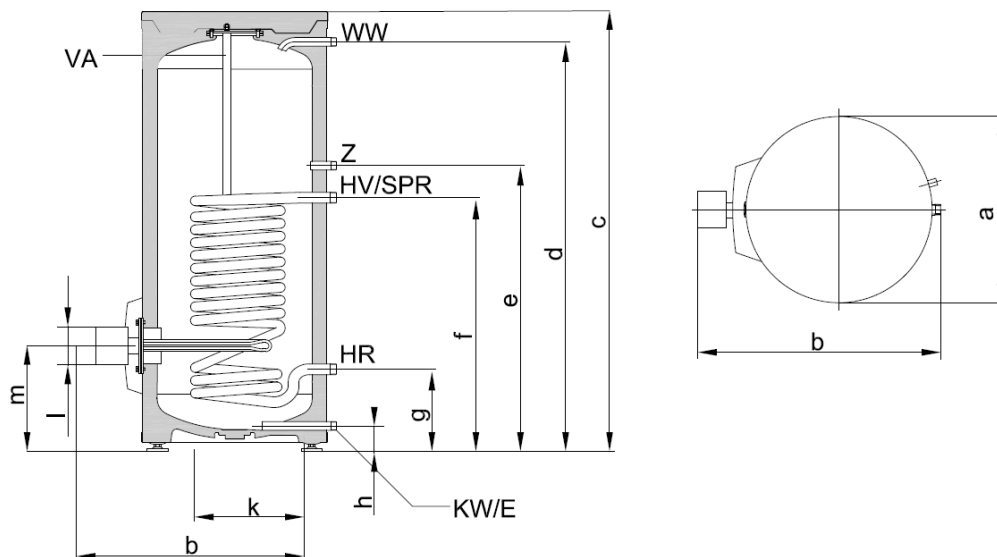


Рис. 3.5 Схема бойлеру непрямого нагріву Vitocell 100-V, типу CVAA, об'ємом 300 л

Таблиця 3.18 Розмірні характеристики бойлера непрямого нагріву Vitocell 100-V, типу CVAA, об'ємом 300 л

Довжина (Ø)	a	мм	667
Ширина	b	мм	843
Висота	c	мм	1734
	d	мм	1600
	e	мм	1115
	f	мм	875
	g	мм	260
	h	мм	76
	k	мм	361
	l	мм	Ø100
	m	мм	333

4. Розділ 4

4.1. Тепловий розрахунок

Тепловий розрахунок установки на R-134a

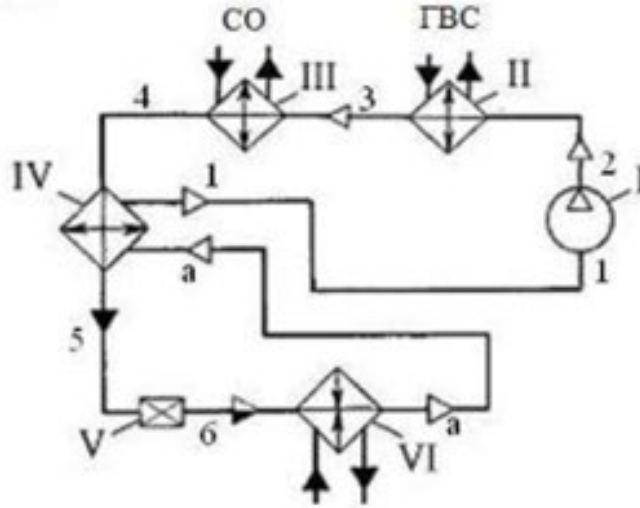


Рис. 4.1 Принципіальна схема установки
1-Компресор; 2-Форконденсатор; 3-Конденсатор; 4-Теплообмінник; 5-Дросель; 6-Випарник

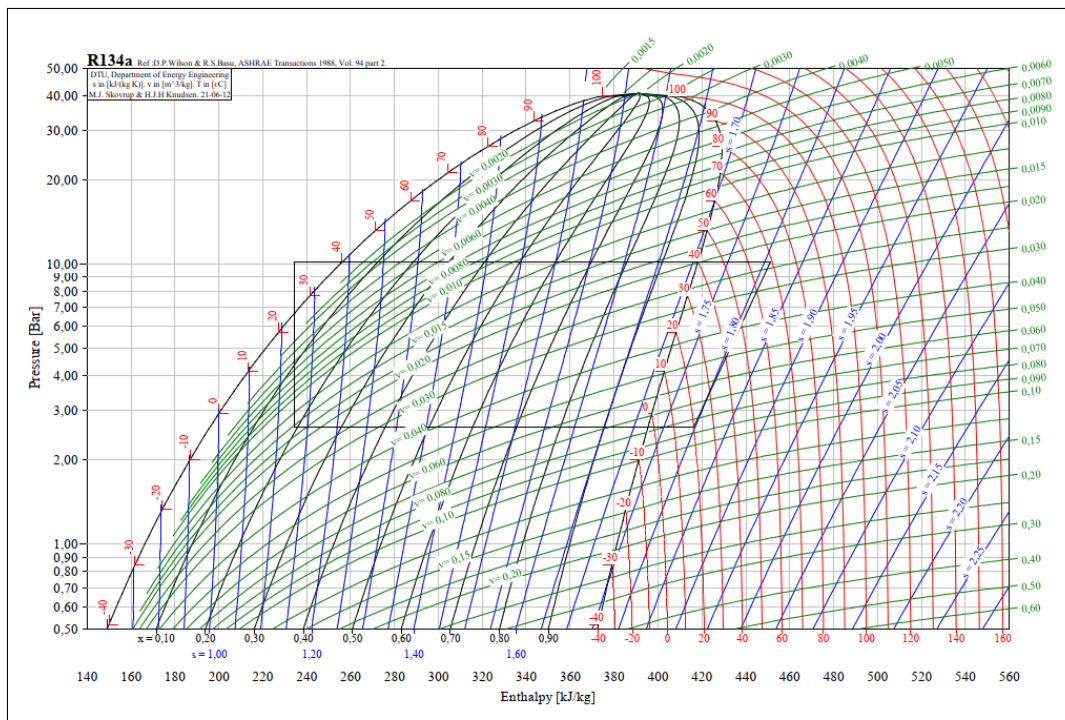


Рис. 4.2 Термодинамічний цикл установки

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4

Арк.

76

Таблиця 4.1 Параметри вузлових точок циклу

№	t °C	P, бар	h, кДж/кг	v, м³/кг
1	20	2,6	417	0,086
2	80	10,1	460	
3	37	10,1	250	
4	28	2,6	238	
5	-4	2,6	238	
6	0	2,6	399	
7	15	2,6	412	

Питома холодопродуктивність циклу:

$$q_0 = h_6 - h_5, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.1)$$

$$q_0 = 399 - 238 = 161, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме тепло відведене у конденсаторі:

$$q_k = h_2 - h_3, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.2)$$

$$q_k = 460 - 250 = 210, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома об'ємна продуктивність:

$$q_v = \frac{q_0}{v_{\text{вс}}}, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \quad (4.3)$$

$$q_v = \frac{161}{0.086} = 1872, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Питома адіабатна робота стискування

$$l = h_2 - h_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.4)$$

$$l = 460 - 417 = 43, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Масова витрата агента:

$$M_a = \frac{Q_k}{q_k}, \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (4.5)$$

$$M_a = \frac{18.6}{210} = 0.089, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_d = M_a \cdot v_{\text{вс}}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (4.6)$$

$$V_d = 0.089 \cdot 0.086 = 0.0076, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left(\left(\frac{P_k^{\frac{1}{m}}}{P_0} \right) - 1 \right) = 1 - 0.015 \cdot \left(\left(\frac{10.1^{1.05}}{2.6} \right) - 1 \right) = 0.96 \quad (4.7)$$

$$\lambda'_w = \frac{T_0 + \theta}{\alpha * T_k + \beta * \theta} = \frac{270 + 23}{1.12 * 313 + 0.5 * 23} = 0.809 \quad (4.8)$$

$$\lambda = \lambda_c * \lambda'_w \quad (4.9)$$

$$\lambda = 0.96 * 0.809 = 0.77$$

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

c – відносна величина «мертвого простору», $c = 0.015$;

m – показник політропи зворотнього розширення з «мертвого простору», $m = 1.05$;

λ'_w – коефіцієнт, учитуючий об'ємні втрати, викликані дроселюванням пари в клапанах, підігрівом пари від стінок циліндра в процесі всмоктування, перетіканням з порожнини стискування в порожнину всмоктування в результаті внутрішніх нещільностей; α, β – емпіричні показники $\alpha = 1.12, \beta = 0.5$;

Теоретична об'ємна продуктивність:

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (4.10)$$

					<i>KPM.XYKП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_h = \frac{0.0076}{0.77} = 0.0098, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Адиабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l, \text{кВт} \quad (4.11)$$

$$N_a = 0.089 \cdot 43 = 3.82, \text{кВт}$$

Індикаторна потужність компресора

$$\eta_i = \lambda'_{w} + b_{t_0} = 0,809 + 0,0025 \cdot -3 = 0,802 \quad (4.12)$$

$$N_a = \frac{N_a}{\eta_i}, \text{кВт} \quad (4.13)$$

$$N_a = \frac{3,82}{0,802} = 4.76, \text{кВт}$$

де, η_i – індикаторний ККД;

b – коефіцієнт робочої речовини $b = 0.0025$;

t_0 – температура кипіння.

Потужність втрачена на тертя

$$N_{\text{тр}} = V_h \cdot p_{\text{імп}} \text{кВт} \quad (4.14)$$

$$N_{\text{тр}} = 0,0098 \cdot 50 = 0,49 \text{кВт}$$

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

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_a + N_{\text{тр}}, \text{кВт} \quad (4.15)$$

$$N_e = 4.76 + 0,49 = 5.3, \text{кВт}$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP = \frac{Q_k}{N_e} \quad (4.16)$$

$$COP = \frac{18.6}{5.3} = 3.6$$

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тепловий розрахунок установки на R-454B

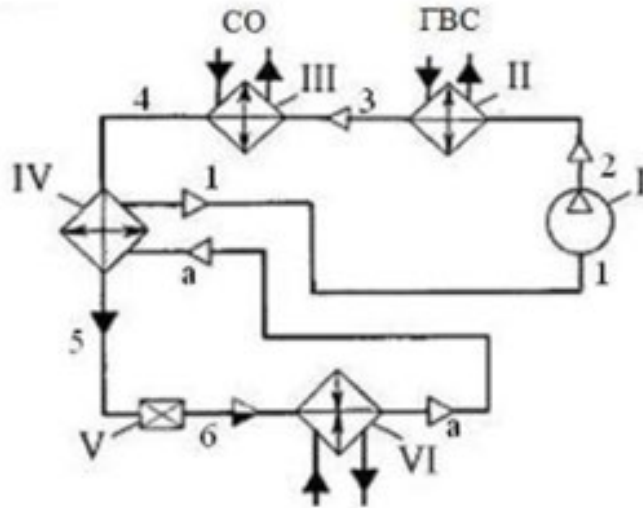


Рис. 4.3 Принципіальна схема установки
 1-Компресор; 2-Форконденсатор; 3-Конденсатор; 4-Теплообмінник; 5-
 Дросель; 6-Випарник

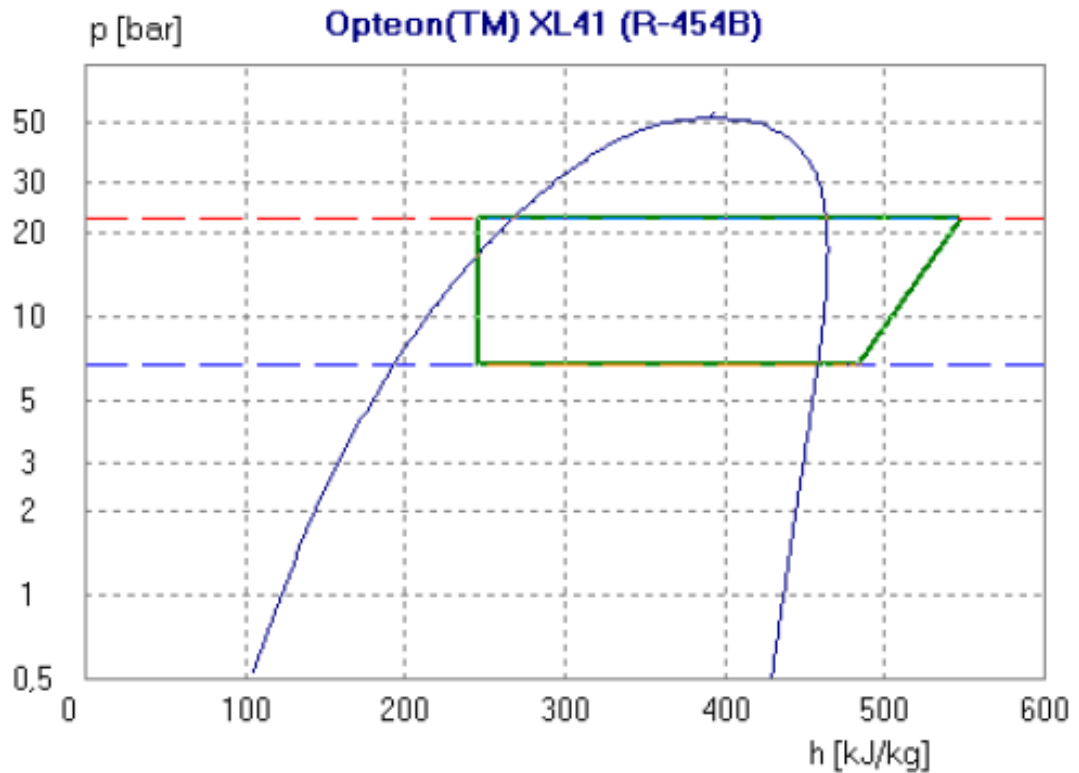


Рис. 4.4 Термодинамічний цикл установки

Таблиця 4.2 Параметри вузлових точок циклу

№	t °C	P, бар	H, кДж/кг	V, м ³ /кг
1	20	6,6	482	0,053
2	93	22,3	550	
3	36	22,3	261	
4	27	6,6	245	
5	-4	2,6	245	
6	0	6,6	461	
7	15	6,6	477	

Питома холодопродуктивність циклу:

$$q_0 = h_6 - h_5, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.17)$$

$$q_0 = 461 - 245 = 216, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме тепло відведене у конденсаторі:

$$q_k = h_2 - h_3, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.18)$$

$$q_k = 550 - 261 = 289, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома об'ємна продуктивність:

$$q_v = \frac{q_0}{v_{\text{вс}}}, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \quad (4.19)$$

$$q_v = \frac{289}{0.053} = 4075, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Питома адіабатна робота стискування

$$l = h_2 - h_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.20)$$

$$q_k = 550 - 482 = 68, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Масова витрата агента:

$$M_a = \frac{Q_k}{q_k}, \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (4.21)$$

$$M_a = \frac{18.6}{289} = 0.064, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_d = M_a \cdot v_{\text{вс}}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (4.22)$$

$$V_d = 0.064 \cdot 0.053 = 0.0034, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left(\left(\frac{P_{k\bar{m}}}{P_0} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right) = 1 - 0.015 \cdot \left(\left(\frac{22,3^{1.05}}{6.6} \right) - 1 \right) = 0.97 \quad (4.23)$$

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\lambda'_w = \frac{T_0 + \theta}{\alpha * T_k + \beta * \theta} = \frac{270 + 23}{1.12 * 313 + 0.5 * 23} = 0.809 \quad (4.24)$$

$$\lambda = \lambda_c * \lambda'_w \quad (4.25)$$

$$\lambda = 0,97 * 0,809 = 0,78$$

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

c – відносна величина «мертвого простору», $c = 0.015$;

m – показник політропи зворотнього розширення з «мертвого простору», $m = 1.05$;

λ'_w – коефіцієнт, уявляючий об'ємні втрати, викликані дроселюванням пари в клапанах, підігрівом пари від стінок циліндра в процесі всмоктування, перетіканням з порожнини стискування в порожнину всмоктування в результаті внутрішніх нещільностей; α, β – емпіричні показники $\alpha = 1.12, \beta = 0.5$;

Теоретична об'ємна продуктивність:

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda}, \frac{m^3}{c} \quad (4.26)$$

$$V_h = \frac{0.0034}{0.78} = 0.0044, \frac{m^3}{c}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l, \text{кВт} \quad (4.27)$$

$$N_a = 0.064 \cdot 68 = 4.39, \text{кВт}$$

Індикаторна потужність компресора

$$\eta_i = \lambda'_w + b_{i0} = 0,809 + 0,0025 * -3 = 0,802 \quad (4.28)$$

$$N_a = \frac{N_a}{\eta_i}, \text{кВт} \quad (4.29)$$

$$N_a = \frac{4,39}{0,802} = 5.47, \text{кВт}$$

де, η_i – індикаторний ККД;

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

b – коефіцієнт робочої речовини $b = 0.0025$;

t_0 – температура кипіння.

Потужність втрачена на тертя

$$N_{тр} = V_h * p_{имп} \text{ кВт} \quad (4.30)$$

$$N_{тр} = 0,0044 * 50 = 0,218 \text{ кВт}$$

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

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_a + N_{тр}, \text{ кВт} \quad (4.31)$$

$$N_e = 5,47 + 0,218 = 5,7 \text{ , кВт}$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP = \frac{Q_k}{N_e} \quad (4.32)$$

$$COP = \frac{18.6}{5.7} = 3,3$$

Тепловий розрахунок установки на R-1234yf

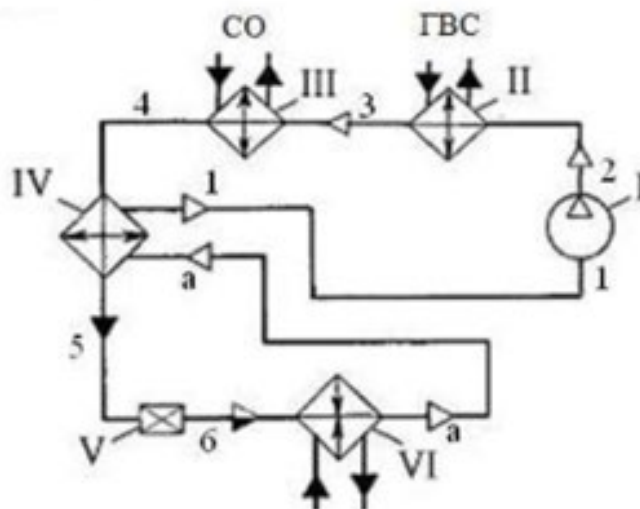


Рис. 4.5 Принципіальна схема установки

1-Компресор; 2-Форконденсатор; 3-Конденсатор; 4-Теплообмінник; 5-Дросель; 6-Випарник

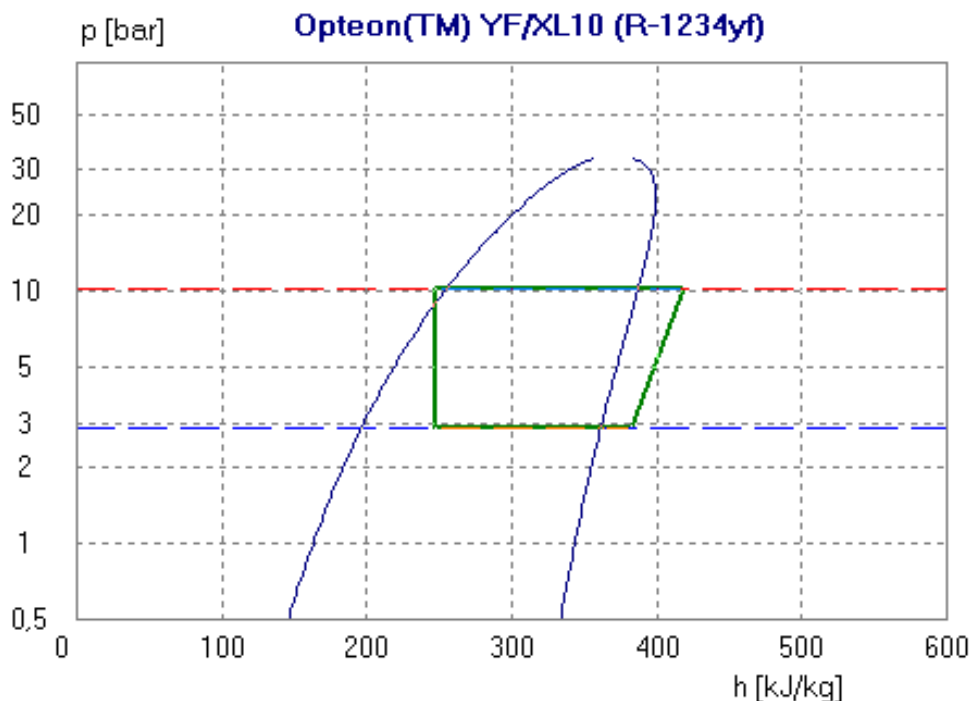


Рис. 4.6 Термодинамічний цикл установки

Таблиця 4.3 Параметри вузлових точок циклу

№	t °C	P, бар	H, кДж/кг	V, м ³ /кг
1	20	2,9	385	0,069
2	70	10,2	417	
3	37	10,2	250	
4	27	2,9	240	
5	-4	2,9	240	
6	0	2,9	364	
7	15	2,9	477	

Питома холодопродуктивність циклу:

$$q_0 = h_6 - h_5, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.33)$$

$$q_0 = 364 - 240 = 124, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме тепло відведене у конденсаторі:

$$q_k = h_2 - h_3, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.34)$$

$$q_k = 415 - 250 = 165, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома об'ємна продуктивність:

$$q_k = \frac{q_0}{v_{bc}}, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \quad (4.35)$$

$$q_k = \frac{165}{0.085} = 1459, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Питома адіабатна робота стискування

$$l = h_2 - h_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.36)$$

$$q_k = 417 - 385 = 32, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Масова витрата агента:

$$M_a = \frac{Q_k}{q_k}, \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (4.37)$$

$$M_a = \frac{18.6}{165} = 0.112, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_d = M_a \cdot v_{bc}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (4.38)$$

$$V_d = 0.112 \cdot 0.069 = 0.0077, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

					<i>KPM.XYKП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left(\left(\frac{P_{k\bar{m}}}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right) = 1 - 0.015 \cdot \left(\left(\frac{10.2^{1.05}}{2.9} \right) - 1 \right) = 0.97 \quad (4.39)$$

$$\lambda'_w = \frac{T_0 + \theta}{\alpha * T_k + \beta * \theta} = \frac{270 + 23}{1.12 * 313 + 0.5 * 23} = 0.809 \quad (4.40)$$

$$\lambda = \lambda_c * \lambda'_w \quad (4.41)$$

$$\lambda = 0.97 * 0.809 = 0.78$$

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

c – відносна величина «мертвого простору», $c = 0.015$;

m – показник політропи зворотнього розширення з «мертвого простору», $m = 1.05$;

λ'_w – коефіцієнт, уявляючий об'ємні втрати, викликані дроселюванням пари в клапанах, підігрівом пари від стінок циліндра в процесі всмоктування, перетіканням з порожнини стискування в порожнину всмоктування в результаті внутрішніх нещільностей; α, β – емпіричні показники $\alpha = 1.12, \beta = 0.5$;

Теоретична об'ємна продуктивність:

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda}, \frac{M^3}{c} \quad (4.42)$$

$$V_h = \frac{0.0077}{0.78} = 0.0099, \frac{M^3}{c}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l, \text{кВт} \quad (4.43)$$

$$N_a = 0.112 \cdot 32 = 3.57, \text{кВт}$$

Індикаторна потужність компресора

$$\eta_i = \lambda'_w + b_{i0} = 0.809 + 0.0025 * -3 = 0.802 \quad (4.44)$$

					<i>KPM.XYKII.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_a = \frac{N_a}{\eta_i}, \text{ кВт} \quad (4.45)$$

$$N_a = \frac{3,57}{0,802} = 4,4, \text{ кВт}$$

де, η_i – індикаторний ККД;

b – коефіцієнт робочої речовини $b = 0.0025$;

t_0 – температура кипіння.

Потужність втрачена на тертя

$$N_{\text{тр}} = V_h * p_{\text{імп}} \text{ кВт} \quad (4.46)$$

$$N_{\text{тр}} = 0,0099 * 50 = 0,493 \text{ кВт}$$

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

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_a + N_{\text{тр}}, \text{ кВт} \quad (4.47)$$

$$N_e = 4,4 + 0,493 = 4,9, \text{ кВт}$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP = \frac{Q_k}{N_e} \quad (4.48)$$

$$COP = \frac{18,6}{4,9} = 3,8$$

Тепловий розрахунок установки на R-410a

					<i>KPM.XYKII.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

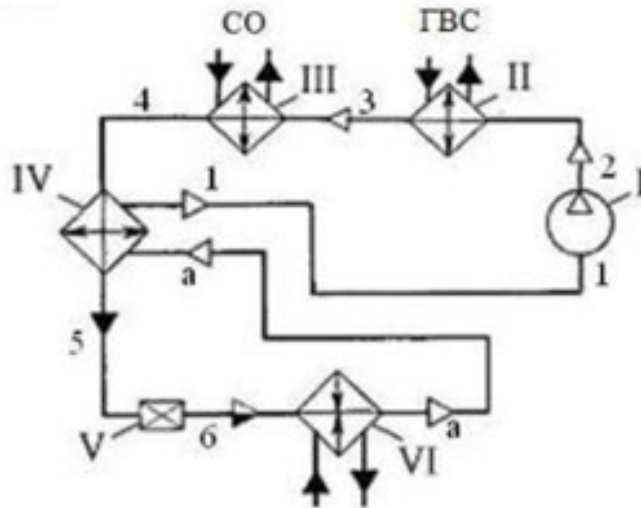


Рис. 4.7 Принципіальна схема установки
 1-Компресор; 2-Форконденсатор; 3-Конденсатор; 4-Теплообмінник; 5-Дросель; 6-Випарник



Рис. 4.8 Термодинамічний цикл установки

Таблиця 4.4 Параметри вузлових точок циклу

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		89

№	t °C	P, бар	h, кДж/кг	v, м³/кг
1	20	7,2	445	0,044
2	91	24,1	488	
3	37	24,1	260	
4	27	7,2	245	
5	-4	7,2	245	
6	0	7,2	423	
7	15	7,2	438	

Питома холодопродуктивність циклу:

$$q_0 = h_6 - h_5, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.49)$$

$$q_0 = 423 - 245 = 178, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме тепло відведене у конденсаторі:

$$q_k = h_2 - h_3, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.50)$$

$$q_k = 488 - 260 = 228, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома об'ємна продуктивність:

$$q_k = \frac{q_0}{v_{\text{вс}}}, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \quad (4.51)$$

$$q_k = \frac{178}{0.044} = 4045, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Питома адіабатна робота стискування

$$l = h_2 - h_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.52)$$

$$l = 488 - 445 = 43, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Масова витрата агента:

$$M_a = \frac{Q_k}{q_k}, \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (4.53)$$

$$M_a = \frac{18.6}{228} = 0.082, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_d = M_a \cdot v_{\text{вс}}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (4.54)$$

$$V_d = 0.082 \cdot 0.044 = 0.0036, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left(\left(\frac{P_k^{\frac{1}{m}}}{P_0} \right) - 1 \right) = 1 - 0.015 \cdot \left(\left(\frac{24.1^{1.05}}{7.2} \right) - 1 \right) = 0.97 \quad (4.55)$$

$$\lambda'_w = \frac{T_0 + \theta}{\alpha * T_k + \beta * \theta} = \frac{270 + 23}{1.12 * 313 + 0.5 * 23} = 0.809 \quad (4.56)$$

$$\lambda = \lambda_c * \lambda'_w \quad (4.57)$$

$$\lambda = 0.97 * 0.809 = 0.78$$

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

c – відносна величина «мертвого простору», $c = 0.015$;

m – показник політропи зворотнього розширення з «мертвого простору», $m = 1.05$;

λ'_w – коефіцієнт, учитуючий об'ємні втрати, викликані дроселюванням пари в клапанах, підігрівом пари від стінок циліндра в процесі всмоктування, перетіканням з порожнини стискування в порожнину всмоктування в результаті внутрішніх нещільностей; α, β – емпіричні показники $\alpha = 1.12, \beta = 0.5$;

Теоретична об'ємна продуктивність:

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (4.58)$$

					<i>KPM.XUKP.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_h = \frac{0.0036}{0.78} = 0.0046, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Адиабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l, \text{кВт} \quad (4.59)$$

$$N_a = 0.082 \cdot 43 = 3.52, \text{кВт}$$

Індикаторна потужність компресора

$$\eta_i = \lambda'_{w} + b_{t_0} = 0,809 + 0,0025 \cdot -3 = 0,802 \quad (4.60)$$

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i}, \text{кВт} \quad (4.61)$$

$$N_i = \frac{3,52}{0,802} = 4.4, \text{кВт}$$

де, η_i – індикаторний ККД;

b – коефіцієнт робочої речовини $b = 0.0025$;

t_0 – температура кипіння.

Потужність втрачена на тертя

$$N_{\text{тр}} = V_h \cdot p_{\text{імп}} \text{кВт} \quad (4.62)$$

$$N_{\text{тр}} = 0,0046 \cdot 50 = 0,23 \text{кВт}$$

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

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_a + N_{\text{тр}}, \text{кВт} \quad (4.63)$$

$$N_e = 4,4 + 0,23 = 4.6, \text{кВт}$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP = \frac{Q_k}{N_e} \quad (4.64)$$

$$COP = \frac{18.6}{4.6} = 4$$

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тепловий розрахунок установки на R744

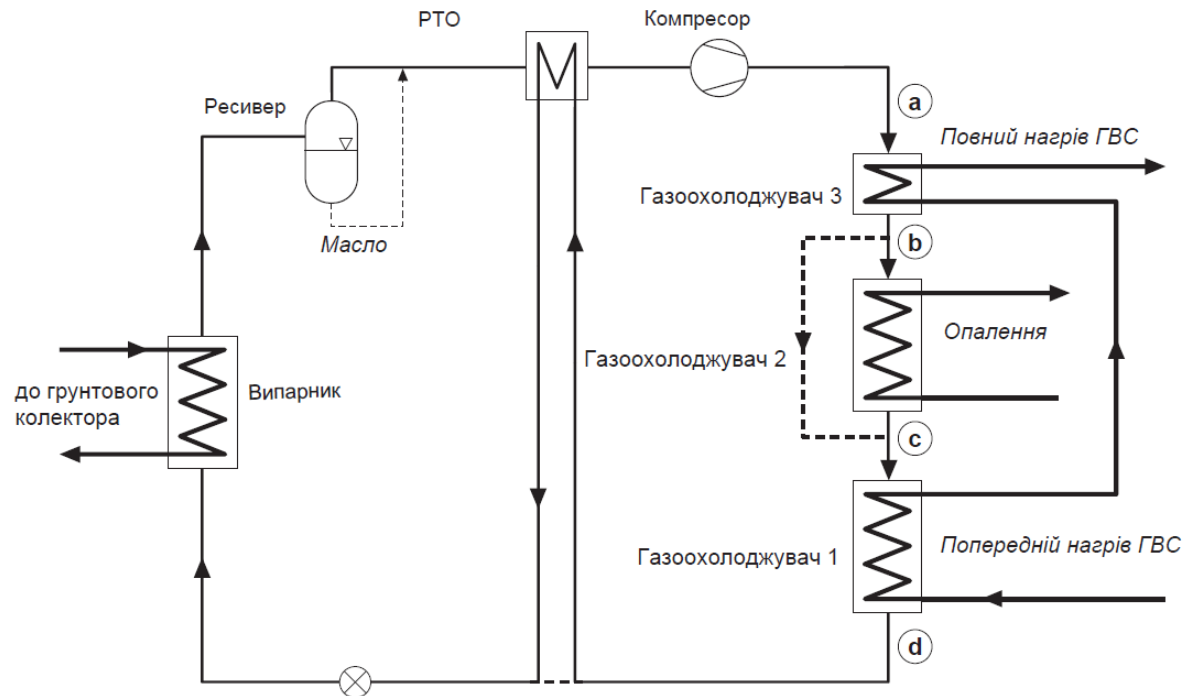


Рис. 4.9 Принципіальна схема установки

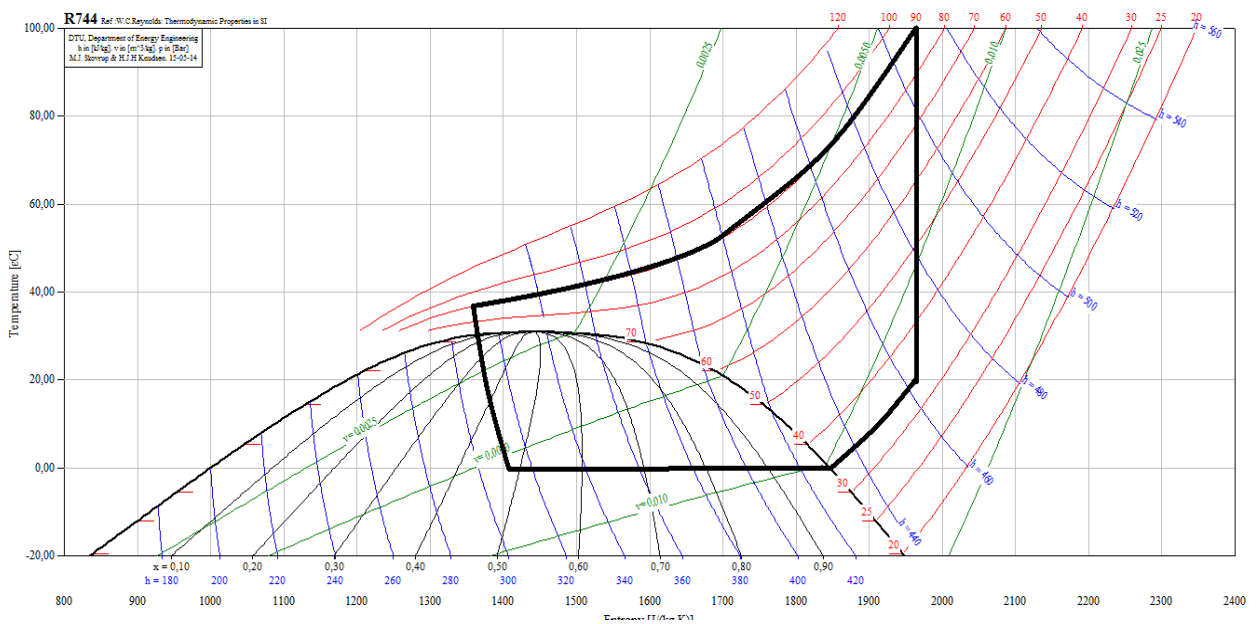


Рис. 4.10 Термодинамічний цикл установки

										Арк.
										93
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4					

Таблиця 4.5 Параметри вузлових точок циклу

№	t °C	P, бар	h, кДж/кг	v, м ³ /кг
1	30	37	475	0,013
2	117	90	520	
3	40	90	320	
4	37	37	280	
5	0	37	280	
6	0	37	430	

Питома холодопродуктивність циклу:

$$q_0 = h_6 - h_5, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.65)$$

$$q_0 = 430 - 280 = 150, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме тепло відведене у конденсаторі:

$$q_k = h_2 - h_3, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.66)$$

$$q_k = 520 - 320 = 200, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома об'ємна продуктивність:

$$q_k = \frac{q_0}{v_{\text{вс}}}, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \quad (4.67)$$

$$q_k = \frac{200}{0.013} = 11538, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Питома адіабатна робота стискування

$$l = h_2 - h_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.68)$$

					<i>KPM.XUKP.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						94
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$l = 520 - 475 = 45, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Масова витрата агента:

$$M_a = \frac{Q_k}{q_k}, \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (4.69)$$

$$M_a = \frac{18.6}{45} = 0.093, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_d = M_a \cdot v_{\text{вс}}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (4.70)$$

$$V_d = 0.093 \cdot 0.013 = 0.0012, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left(\left(\frac{P_{k^m}}{P_0} \right) - 1 \right) = 1 - 0.015 \cdot \left(\left(\frac{90^{1.05}}{37} \right) - 1 \right) = 0.98 \quad (4.71)$$

$$\lambda'_w = \frac{T_0 + \theta}{\alpha * T_k + \beta * \theta} = \frac{270 + 23}{1.12 * 313 + 0.5 * 23} = 0.829 \quad (4.72)$$

$$\lambda = \lambda_c * \lambda'_w \quad (4.73)$$

$$\lambda = 0,97 * 0,829 = 0,8$$

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

c – відносна величина «мертвого простору», $c = 0.015$;

m – показник політропи зворотнього розширення з «мертвого простору», $m = 1.05$;

λ'_w – коефіцієнт, уявляючий об'ємні втрати, викликані дроселюванням пари в клапанах, підігрівом пари від стінок циліндра в процесі всмоктування, перетіканням з порожнини стискування в порожнину всмоктування в результаті внутрішніх нещільностей; α, β – емпіричні показники $\alpha = 1.12, \beta = 0.5$;

Теоретична об'ємна продуктивність:

					<i>KPM.XYKП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						95
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (4.74)$$

$$V_h = \frac{0.0012}{0.8} = 0.0015, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Адиабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l, \text{кВт} \quad (4.75)$$

$$N_a = 0.093 \cdot 45 = 4.19, \text{кВт}$$

Індикаторна потужність компресора

$$\eta_i = \lambda'_{w0} + b_{t0} = 0,809 + 0,0025 \cdot 0 = 0,829 \quad (4.76)$$

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i}, \text{кВт} \quad (4.77)$$

$$N_i = \frac{4,19}{0,829} = 5, \text{кВт}$$

де, η_i – індикаторний ККД;

b – коефіцієнт робочої речовини $b = 0.0025$;

t_0 – температура кипіння.

Потужність втрачена на тертя

$$N_{\text{тр}} = V_h \cdot p_{\text{імп}} \text{кВт} \quad (4.78)$$

$$N_{\text{тр}} = 0,0015 \cdot 50 = 0,075 \text{кВт}$$

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

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_a + N_{\text{тр}}, \text{кВт} \quad (4.79)$$

$$N_e = 5 + 0,075 = 5,1, \text{кВт}$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP = \frac{Q_k}{N_e} \quad (4.80)$$

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						96
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$COP = \frac{18.6}{5.1} = 3.7$$

Тепловий розрахунок установки на R600a

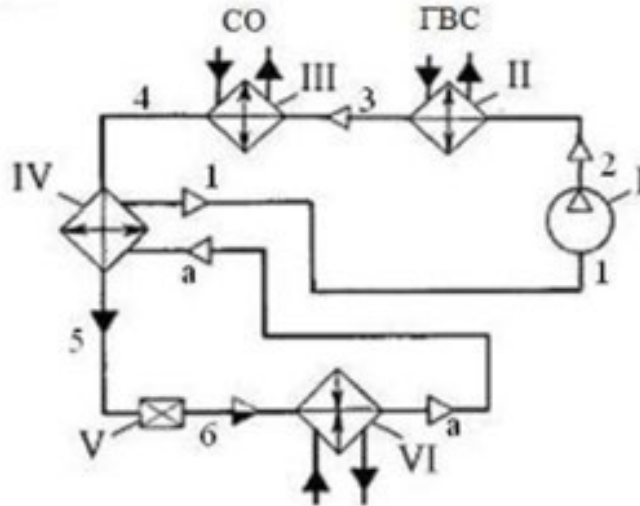


Рис. 4.11 Принципіальна схема установки
 1-Компресор; 2-Форконденсатор; 3-Конденсатор; 4-Теплообмінник; 5-
 Дросель; 6-Випарник

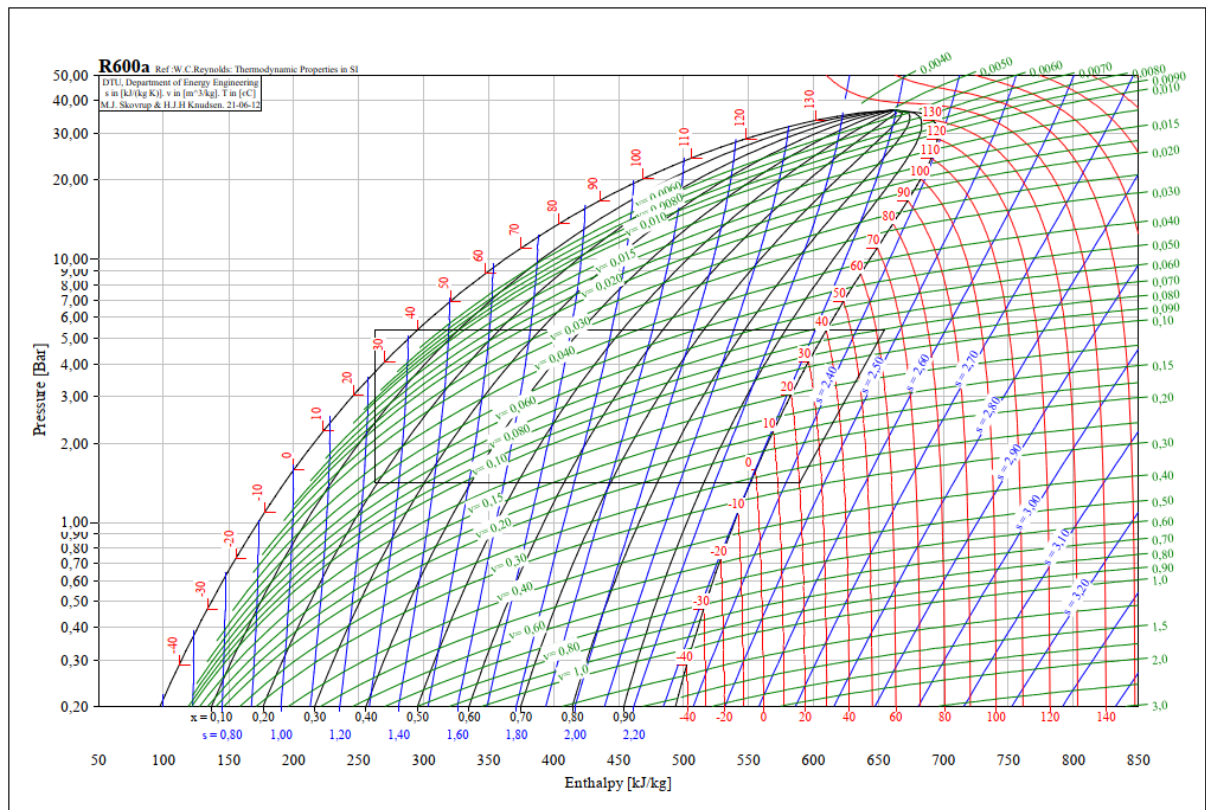


Рис. 4.12 Термодинамічний цикл установки

Таблиця 4.6 Параметри вузлових точок циклу

№	t °C	P, бар	h, кДж/кг	v, м ³ /кг
1	20	1,4	558	0,285
2	70	5,3	667	
3	37	5,3	288	
4	27	5,3	263	
5	-3	1,4	263	
6	0	1,4	556	
7	15	1,4	580	

Питома холодопродуктивність циклу:

$$q_0 = h_6 - h_5, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.81)$$

$$q_0 = 556 - 263 = 293, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме тепло відведене у конденсаторі:

$$q_k = h_2 - h_3, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.82)$$

$$q_k = 667 - 288 = 379, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома об'ємна продуктивність:

$$q_v = \frac{q_0}{v_{bc}}, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \quad (4.83)$$

$$q_v = \frac{293}{0.285} = 1028, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Питома адіабатна робота стискування

$$l = h_2 - h_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.84)$$

$$l = 667 - 558 = 79, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Масова витрата агента:

$$M_a = \frac{Q_k}{q_k}, \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (4.85)$$

$$M_a = \frac{18.6}{379} = 0.049, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_d = M_a \cdot v_{bc}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (4.86)$$

$$V_d = 0.049 \cdot 0.285 = 0.014, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left(\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right) = 1 - 0.015 \cdot \left(\left(\frac{5.3105}{1.4} \right) - 1 \right) = 0.96 \quad (4.87)$$

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						99
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\lambda'_w = \frac{T_0 + \theta}{\alpha * T_k + \beta * \theta} = \frac{270 + 23}{1.12 * 313 + 0.5 * 23} = 0.809 \quad (4.88)$$

$$\lambda = \lambda_c * \lambda'_w \quad (4.89)$$

$$\lambda = 0,96 * 0,809 = 0,78$$

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

c – відносна величина «мертвого простору», $c = 0.015$;

m – показник політропи зворотнього розширення з «мертвого простору», $m = 1.05$;

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; α, β – емпіричні показники $\alpha = 1.12, \beta = 0.5$;

Теоретична об'ємна продуктивність:

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda}, \frac{M^3}{c} \quad (4.90)$$

$$V_h = \frac{0.014}{0.78} = 0.018, \frac{M^3}{c}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l, \text{кВт} \quad (4.91)$$

$$N_a = 0.049 \cdot 79 = 3.89, \text{кВт}$$

Індикаторна потужність компресора

$$\eta_i = \lambda'_w + b_{i0} = 0,809 + 0,0025 * -3 = 0,802 \quad (4.92)$$

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i}, \text{кВт} \quad (4.93)$$

$$N_i = \frac{3,89}{0,802} = 4.85, \text{кВт}$$

де, η_i – індикаторний ККД;

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						100
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

b – коефіцієнт робочої речовини $b = 0.0025$;

t_0 – температура кипіння.

Потужність втрачена на тертя

$$N_{тр} = V_h * p_{imp} \text{ кВт} \quad (4.94)$$

$$N_{тр} = 0,018 * 50 = 0,9 \text{ кВт}$$

де, $p_{imp} = 50 \text{ кПа}$ – середній індикаторний тиск тертя.

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_a + N_{тр}, \text{ кВт} \quad (4.95)$$

$$N_e = 4,85 + 0,9 = 5,7, \text{ кВт}$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP = \frac{Q_k}{N_e} \quad (4.96)$$

$$COP = \frac{18.6}{5.7} = 3.3$$

Тепловий розрахунок установки на R290

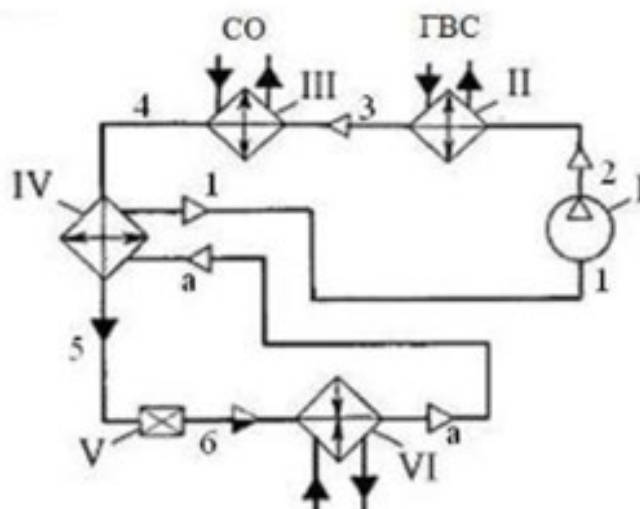


Рис. 4.13 Принципіальна схема установки

1-Компресор; 2-Форконденсатор; 3-Конденсатор; 4-Теплообмінник; 5-Дросель; 6-Випарник

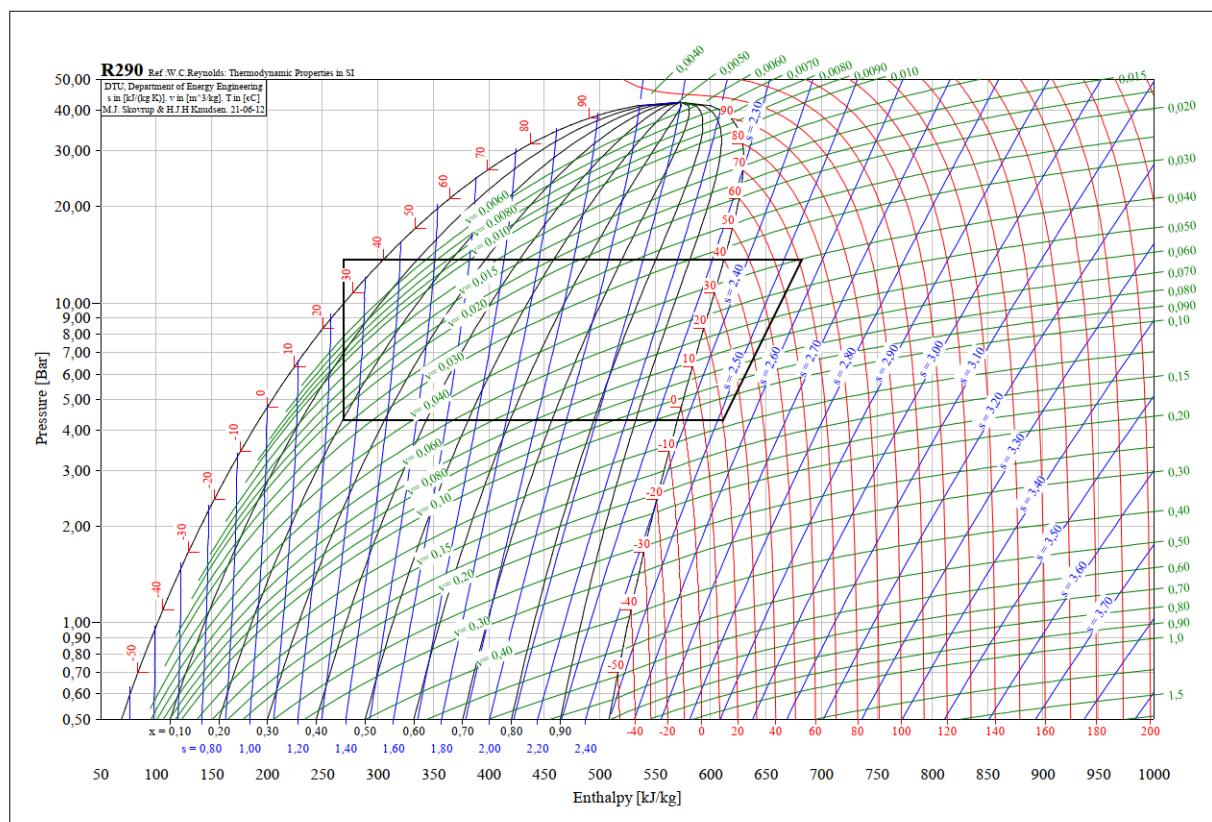


Рис. 4.14 Термодинамічний цикл установки

Таблиця 4.7 Параметри вузлових точок циклу

№	t °C	P, бар	H, кДж/кг	V, м³/кг
1	20	4.3	611	0,12
2	78	13,7	698	
3	37	13,7	297	
4	27	13,7	269	
5	-3	4.3	269	
6	0	4.3	575	
7	15	4.3	600	

Питома холодопродуктивність циклу:

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4

Арк.

102

$$q_0 = h_6 - h_5, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.97)$$

$$q_0 = 575 - 269 = 306, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме тепло відведене у конденсаторі:

$$q_k = h_2 - h_3, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.98)$$

$$q_k = 698 - 297 = 401, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома об'ємна продуктивність:

$$q_v = \frac{q_0}{v_{bc}}, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \quad (4.99)$$

$$q_v = \frac{306}{0.12} = 2550, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Питома адіабатна робота стискування

$$l = h_2 - h_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (4.100)$$

$$l = 698 - 611 = 87, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Масова витрата агента:

$$M_a = \frac{Q_k}{q_k}, \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (4.101)$$

$$M_a = \frac{18.6}{401} = 0.046, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_d = M_a \cdot v_{bc}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (4.102)$$

$$V_d = 0.046 \cdot 0.12 = 0.0056, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

					<i>KPM.XYKП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						103
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left(\left(\frac{P_k^{\frac{1}{m}}}{P_0} \right) - 1 \right) = 1 - 0.015 \cdot \left(\left(\frac{13.7^{1.05}}{4.3} \right) - 1 \right) = 0.97 \quad (4.103)$$

$$\lambda'_w = \frac{T_0 + \theta}{\alpha * T_k + \beta * \theta} = \frac{270 + 23}{1.12 * 313 + 0.5 * 23} = 0.809 \quad (4.104)$$

$$\lambda = \lambda_c * \lambda'_w \quad (4.105)$$

$$\lambda = 0.96 * 0.809 = 0.78$$

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

c – відносна величина «мертвого простору», $c = 0.015$;

m – показник політропи зворотнього розширення з «мертвого простору», $m = 1.05$;

λ'_w – коефіцієнт, учитуючий об'ємні втрати, викликані дроселюванням пари в клапанах, підігрівом пари від стінок циліндра в процесі всмоктування, перетіканням з порожнини стискування в порожнину всмоктування в результаті внутрішніх нещільностей; α, β – емпіричні показники $\alpha = 1.12, \beta = 0.5$;

Теоретична об'ємна продуктивність:

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda}, \frac{M^3}{c} \quad (4.106)$$

$$V_h = \frac{0.0056}{0.78} = 0.0071, \frac{M^3}{c}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l, \text{кВт} \quad (4.107)$$

$$N_a = 0.046 \cdot 87 = 4, \text{кВт}$$

Індикаторна потужність компресора

$$\eta_i = \lambda'_w + b_{i0} = 0.809 + 0.0025 * -3 = 0.802 \quad (4.108)$$

					<i>KPM.XYKП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						104
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i}, \text{ кВт} \quad (4.10)$$

$$N_i = \frac{4}{0,802} = 5, \text{ кВт}$$

де, η_i – індикаторний ККД;

b – коефіцієнт робочої речовини $b = 0.0025$;

t_0 – температура кипіння.

Потужність втрачена на тертя

$$N_{\text{тр}} = V_h * p_{\text{імп}} \text{ кВт} \quad (4.11)$$

$$N_{\text{тр}} = 0,0071 * 50 = 0,355 \text{ кВт}$$

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

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_a + N_{\text{тр}}, \text{ кВт} \quad (4.111)$$

$$N_e = 5 + 0,355 = 5.4, \text{ кВт}$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP = \frac{Q_k}{N_e} \quad (4.112)$$

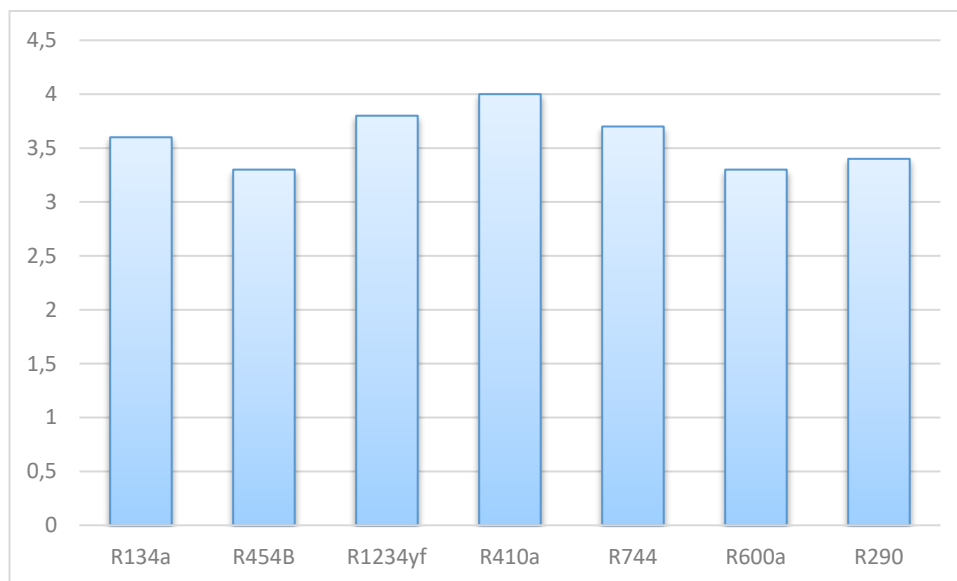
$$COP = \frac{18.6}{5.4} = 3.4$$

Опрацювання результатів:

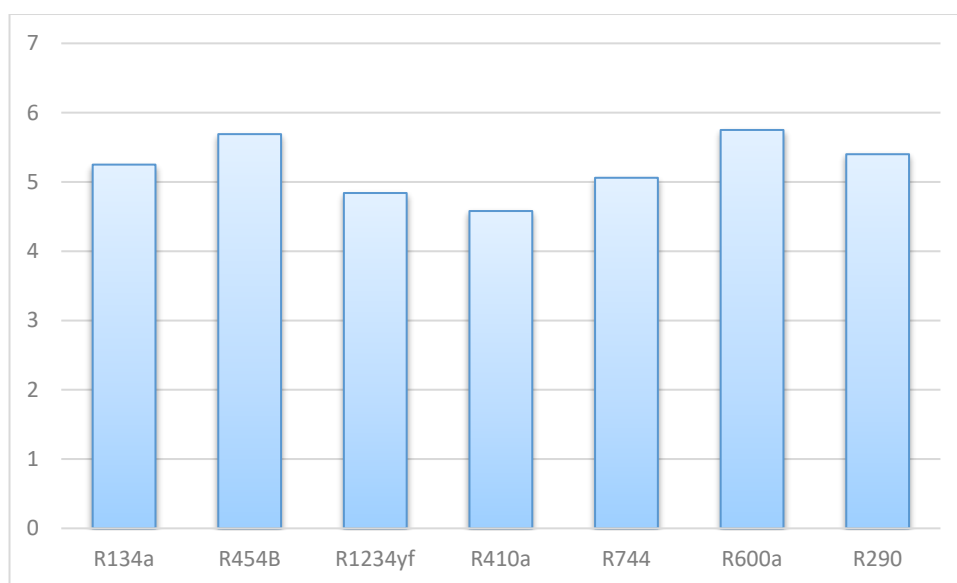
За проведеним розрахунком визначимо основні показники установок на різних видах робочих речовин і схемних рішеннях, та визначаємо кращий холодильний агент для подальших розрахунків:

1) за коефіцієнтом перетворення енергії:

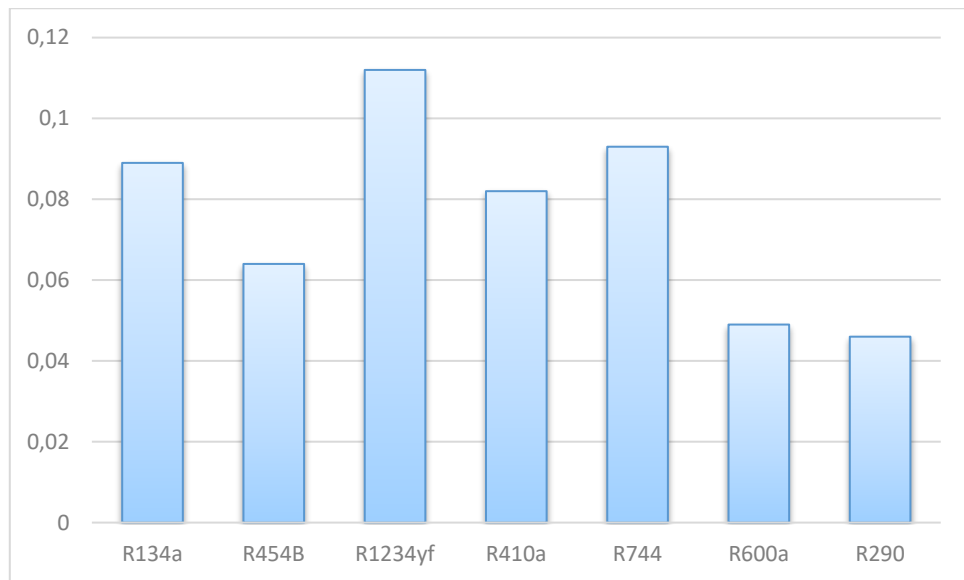
					<i>KPM.XYKП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						105
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



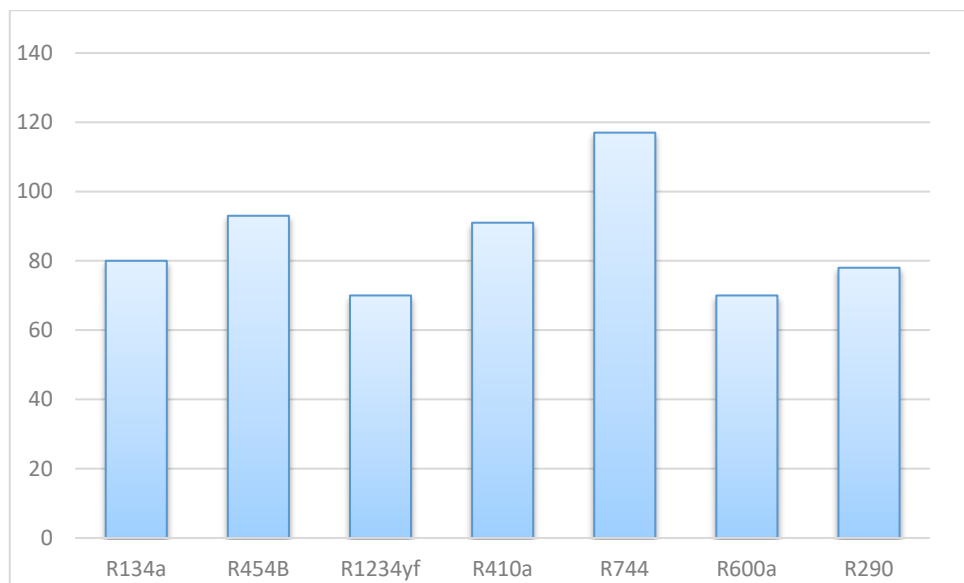
2) за ефективною потужністю компресорів:



3) за масовою витратою агенту:



4) за температурою кінця стиснення:



За всіма показниками для заданого режиму роботи кращими характеристиками обладують R-410a та діоксин вуглецю. Учитуючи такі показники як екологічність, енергоефективність, ціна та безпека обираємо в якості робочої речовини для теплового насосу CO₂.

випадку будуть потрібні неприпустимі високі (або низькі) температури подачі повітря. Завдяки посиленому повітрообміну вентиляційні втрати будівлі будуть збільшені. Крім того, посилений повітрообмін призведе до дуже сухого повітря в приміщенні при низьких температурах навколишнього середовища через низьку абсолютну вологість припливного повітря.

Режим опалення

В режимі опалення навколишнє повітря попередньо нагрівається за допомогою теплообмінника земля-повітря, який складається з труб, заглиблених у землю на глибині близько 1,5 м. Теплообмінника земля-повітря повинен забезпечувати температуру повітря вище 0 ° С на виході, щоб запобігти замерзанню конденсату на стороні відпрацьованого повітря вентиляційного теплообмінника з рекуперацією тепла (АНР). АНР - це поперечний теплообмінник, в якому тепло передається з повітря, що витягується з приміщення, на свіже повітря, що надходить від ЕНХ. Передбачається, що АНХ забезпечує коефіцієнт рекуперації тепла 70%. Після АНХ повітря нагрівається до температури, необхідної для покриття потреби в опаленні, конденсатором теплового насоса, розташованого в повітроводі припливного повітря (НХ2), або електричним нагрівачем під час виробництва ГВП. Витягнутий потік повітря використовується для рекуперації тепла в АНР і служить після АНР як джерело тепла для випарника теплового насоса, розташований у повітроводі вихлопного повітря (НХ1). Другий конденсатор для приготування ГВП (НХDHW) проходить лише через прісну воду в режимі ГВП. Таким чином, передбачається, що в цьому теплообміннику при опаленні не відбувається конденсація. Теплообмінник НХDHW виконує функцію конденсатора для зарядки баку ГВП. НХ2 байпасується, і повторне нагрівання припливного повітря здійснюється за допомогою встановленого електричного нагрівача у повітроводі припливного повітря. НХ1 діє як випарник теплового насоса.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						109
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Одночасне нагрівання та підготовка ГВС можлива, якщо НХDHW використовується як пароперегрівач, а НХ2 - як конденсатор теплового насоса, що, однак, не було досліджено в рамках проекту.

Режим охолодження

У режимі охолодження рекуперація тепла повітря відбувається в обхід, оскільки повітря, що надходить від ЕНХ, зазвичай холодніше, ніж витягнуте повітря. Швидкість повітрообміну повинна бути збільшена до 1 / год, щоб мати можливість досягти відповідної охолоджувальної здатності при прийнятних температурах припливного повітря. Процес теплового насоса зворотний за допомогою чотириходового клапана, тобто НХ2 у припливному повітропроводі діє як випарник, охолоджуючи повітря з вихідного ЕНХ до температури, необхідної для покриття потреби в охолодженні. НХ1 у витяжному повітропроводі працює як конденсатор. У зворотному режимі холодоагент протікає через ці теплообмінники у зворотному напрямку, тому теплообмінники працюють в паралельному потоці замість зустрічного потоку. Це є недоліком, оскільки процес повинен працювати з вищою конденсацією та нижчими температурами випаровування, ніж у протипоточному режимі. У разі одночасної потреби в ГВП конденсація холодоагенту проводиться у другому конденсаторі для приготування ГВП (НХDHW), а НХ1 обходить. Це робиться для того, щоб запобігти повторному нагріванню холодного холодоагенту повітрям з більш високою температурою.

Система 2: Ґрунтовий тепловий насос з гідравлічною системою обігріву / охолодження приміщення

У цій системі гідравлічна система теплої підлоги використовується як для обігріву, так і для охолодження будівлі. У цьому дослідженні не використовується контрольована вентиляція, обмін повітря здійснюється виключно через вікно вентиляції, припускаючи швидкість повітрообміну 0,41

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						110
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

/ год. Використовуючи гідравлічну систему опалення, можна досягти набагато більшої потужності нагрівання та охолодження порівняно з системою повітряного опалення, що дозволяє використовувати в будинках, які мають більш високі теплові навантаження, ніж енергоєфективні будинки. Ескіз конструкції системи показаний на рис. 4.15. Тепловий насос складається з незворотного циклу холодоагенту. Грунтовий колектор (розсіл) використовується як джерело тепла для теплового насоса і частково також як тепловідвід в режимі охолодження.

Режим опалення

У режимі опалення конденсатор теплового насоса використовується для нагрівання води, що протікає через систему теплої підлоги, до температури подачі, необхідної для покриття потреб у опаленні. Випарник теплового насоса витягує тепло із циклу розсолу ґрунтового колектора. Для приготування гарячої води використовується бак ГВП, який нагрівається теплообмінником (HXDHW), який не підключений до циклу холодоагенту, але який опосередковано заряджається контуром опалення. В якості альтернативи другий конденсатор для приготування ГВП може бути використаний для підвищення ефективності роботи теплового насоса (нижча температура конденсації) та для забезпечення сумісної роботи (одночасне нагрівання та підготовка ГВП).

Режим охолодження

У режимі охолодження система теплої підлоги використовується для охолодження житлової площі. За допомогою цієї системи можливі три різні режими охолодження:

а) Активне охолодження з одночасною підготовкою ГВП. Тепло, зібране в системі підігріву підлоги, передається в цикл розсолу та випарника через теплообмінник HXcool1. Тепло конденсатора використовується для заряджання баку ГВП. Таким чином використовується як тепла, так і холодна сторона теплового насоса.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		111

б) Активне охолодження

Якщо бак ГВП вже повністю нагрітий, тепло конденсатора може альтернативно передаватися в цикл розсолу за допомогою додаткового теплообмінника NHcool2. Це також вимагає додаткового насоса в циклі розсолу. Для будівель з невеликою вимогою до охолодження, як це зазвичай буває в приватних житлових будинках, можна не застосовувати активне охолодження (без підготовки ГВП), тобто не потрібні NHcool2 і друге підключення до циклу розсолу.

в) Пасивне охолодження

Оскільки петля розсолу з'єднана з системою підігріву підлоги за допомогою NHcool1, можна також здійснювати пасивне охолодження за допомогою наземного теплообмінника, що діє як тепловідвід, тобто без роботи теплового насоса.

Система 3: Тепловий насос з гідравлічним опаленням / охолодженням приміщення

Система 3 є точно такою ж, як Система 2, за винятком використання оборотного циклу теплового насоса. Це має ту перевагу, що NHcool1, NHcool2 та додатковий насос у циклі розсолу не є необхідними, що економить витрати та збільшує ефективність завдяки уникненню різниці температур у NHcool1 та NHcool2 у режимі охолодження. З іншого боку, цикл холодоагенту є більш складним, і пасивне охолодження неможливе.

Режим опалення

Конденсатор теплового насоса використовується для нагрівання води для опалення до температури подачі, необхідної для покриття потреб у опаленні. Випарник теплового насоса витягує тепло із циклу розсолу наземного колектора. Для приготування ГВС використовується бак, який є заряджається другим конденсатором (HXDHW). Комбінований режим роботи з одночасним нагріванням та підготовкою ГВП можливий, якщо HXDHW

					<i>KPM.XUKP.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						112
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

використовується як пароперегрівач, а НХ2 як конденсатор теплового насоса, але це не досліджувалось.

Режим охолодження

Цикл теплового насоса змінюється за допомогою чотириходового клапана. Таким чином, як НХ2, що використовується як випарник в цьому режимі, так і НХ1 працюють в паралельному потоці, оскільки напрямок потоку холодоагенту змінюється. Таким чином, процес повинен працювати з більш високою конденсацією (і, можливо, нижча температура випаровування), ніж у конфігурації протитоку.

Можливі два режими охолодження:

При одночасному активному охолодженні з підготовкою гарячої води використовується теплообмінник НХDHW конденсатор для зарядки бака ГВП. Таким чином, використовується як тепла, так і холодна сторона теплового насоса.

Якщо бак ГВП повністю заряджений, одночасна робота неможлива, тому при активному охолодженні лише тепло конденсатора відводиться на землю через теплообмінник НХ1. У системі 3 пасивне охолодження неможливе.

Всі три принципові схеми були детально проаналізовані за допомогою моделювання циклу холодоагенту. Вибір було зроблено для системи 2, з наступних причин:

- Система, яку слід розробити, повинна бути придатною для широкого кола низькоенергетичних будівель з різними потребами в опаленні. Система 1 (система обігріву на свіжому повітрі) може застосовуватися лише в будинках, які потребують опалення $<15 \text{ кВт}\cdot\text{год} / (\text{м}^2 \cdot \text{а})$.

- Системи повітряного опалення майже не використовуються в житлових будинках України, де в основному встановлені гідравлічні системи опалення. Тому більш практичним з точки зору впровадження теплонасосної технології у системах опалення для Українського енергетичного сектора,

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		113

прийняття інтегрованого теплового насоса в поєднанні з гідравлічною системою опалення буде набагато ефективнішим.

- Загалом потреби в охолодженні житлових будинків для кліматичних умов півдня можуть бути мінімальними. Якщо виникають лише невеликі охолоджуючі навантаження, має бути можливо покрити їх пасивним охолодженням без використання теплового насоса. Зворотний цикл холодоагенту, як він використовується в Системі 3, тому не вважається необхідним. Однак, якщо пасивного охолодження недостатньо, Система 2 також пропонує можливість активного охолодження.

Вибір холодоагенту

Результати моделювання циклів холодоагенту різними холодоагентами (R134a, R290, R744) призвели до наступних висновків щодо вибору холодоагенту для системи, що підлягає подальшому дослідженню:

- З холодоагентом R290 можна очікувати високий сезонний коефіцієнт ефективності (SCOP = 3,6) з використанням припущень. Однак, оскільки R290 є легкозаймистим, існують відносно суворі правила безпеки щодо вмісту холодоагенту в циклі та / або необхідних об'ємів повітря в приміщенні установки відповідно до EN 378 (2008).

- Для R744 (CO₂) та R134a можна очікувати приблизно однакового коефіцієнта ефективності (SCOP = 3,4). Незважаючи на те, що CO₂ забезпечує вищу ефективність для приготування гарячої води, R134a є вигідним в режимі опалення.

- Що стосується зменшення потреби в опалювальній енергії будівель з низьким енергоспоживанням а, отже, зростаючої частки потреби в енергії для ГВП, а також через те, що CO₂ є природним холодоагентом, CO₂ буде використовуватися для подальших досліджень в рамках проекту.

					<i>KPM.XUKP.1.784-03.1.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		114

Центральний буферний накопичувач, який нагрівається тепловим насосом, виконує функцію гідравлічної розв'язки між системою опалення (червоні лінії, 2) і тепловим насосом (чорні лінії, 1). ГВП (зелені лінії, 3) виробляється зовнішнім теплообмінником. Автоматичний контроль повинен, наскільки це можливо, гарантувати низькі температури зворотної температури води для нагріву для досягнення низьких температур на вході до газового охолоджувача (GC1) теплового насоса. Газоохолоджувач розділений на дві частини: У GC1 (червоні лінії, 2) вода забирається з дна баку і нагрівається до необхідного рівня температури 30-35 ° С системи теплої підлоги і подається в середину баку. У верхній частині (фіолетові лінії, 4) попередньо нагріта вода нагрівається до температури ГВП приблизно 50-55 ° С і подається у верхню частину накопичувача. За допомогою цієї конфігурації можуть бути реалізовані режими роботи: лише з обігрівом приміщення, (працює лише GC1), лише гаряча вода та одночасне опалення приміщення та нагрів гарячої води (GC1 та GC2 в експлуатації). При одночасній роботі кількість ГВП для підігріву в GC2 регулюється термостатичним клапаном.

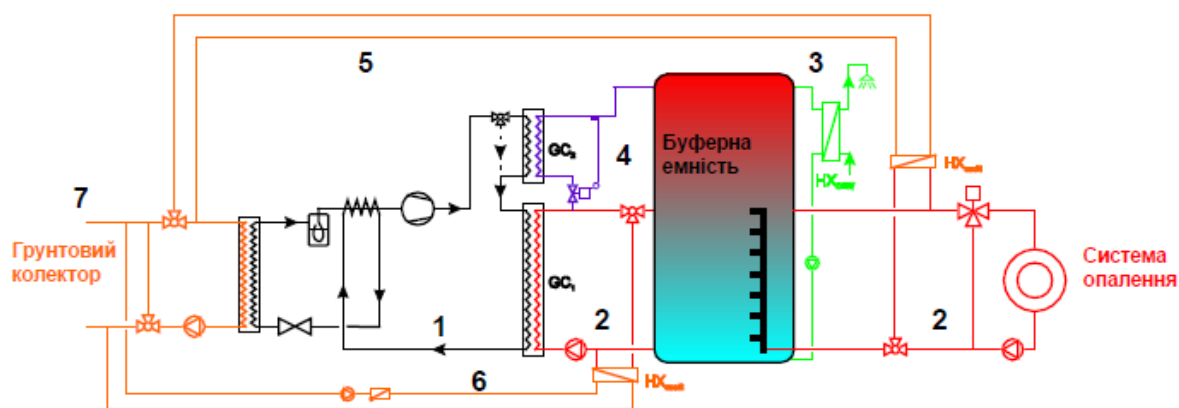


Рис. 4.16 Принципова схема теплового насоса для охолодження опалення та гарячого водопостачання

Охолодження може здійснюватися за допомогою зовнішньої гідравліки (оранжеві лінії, 5 і 6). Для варіанту пасивного охолодження короткий шлях

між джерелом і приймачем може бути зроблено за допомогою теплообмінника NHcool1 (оранжеві лінії, 5). Як система відводу тепла у приміщенні використовується система опалення підлоги в процесі охолодження. Для активного охолодження тепло конденсатора GC1 може відводитися NHcool2 у ґрунтовий колектор, при одночасному охолодженні та ГВС тепло конденсатора використовується для виробництва ГВП.

Тепловий розрахунок

Розрахунок критеріїв, що характеризують енергетичні і конструктивні показники компресора і циклу, виробляли по співвідношеннях представлених у пункті 4.1.

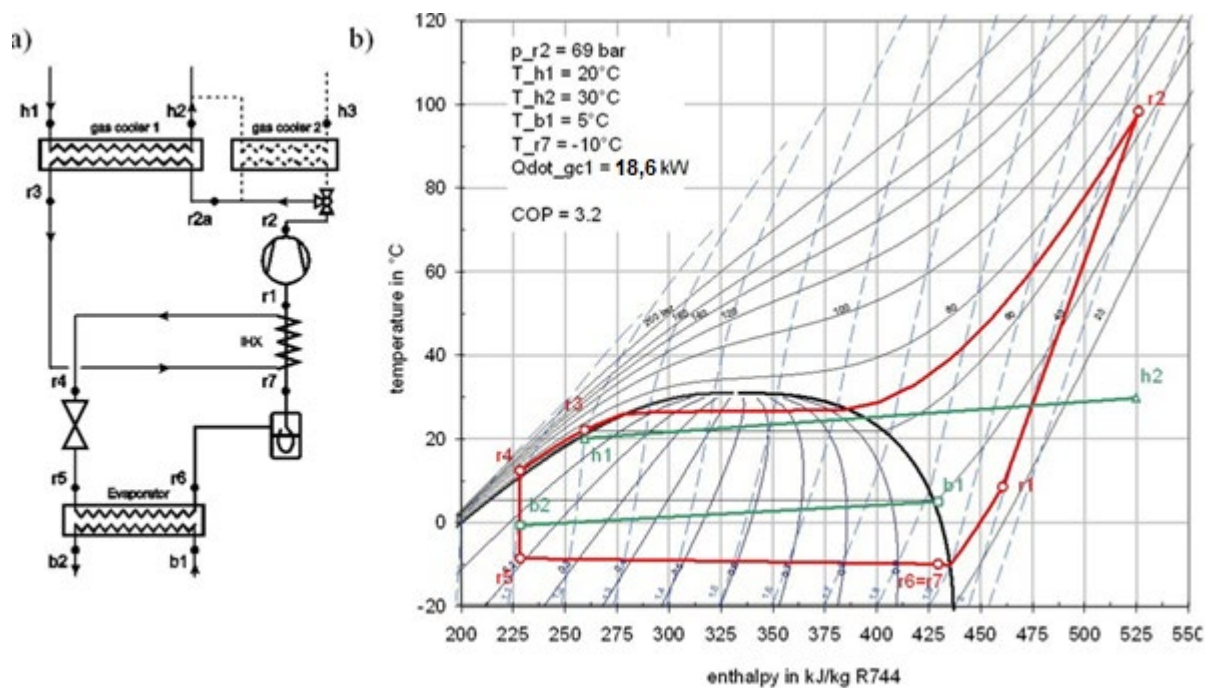


Рис. 4.17 Цикл теплового насоса при роботі в режимі опалення

У режимі опалення вода нагрівається через газовий охолоджувач 1 від температури T_{h1} до T_{h2} . Оскільки температура на виході з води T_{h2} є відносно низькою, цикл теплового насоса в основному працює у субкритичному режимі опалення. У наведеному прикладі температура виходу води T_{h2} становить близько 30°C , а високий тиск - близько 69 бар.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Температура на вході води в газовий охолоджувач, яка в цій системі залежить від температури на дні накопичувального бака, в цьому прикладі передбачається температура 20 ° С.

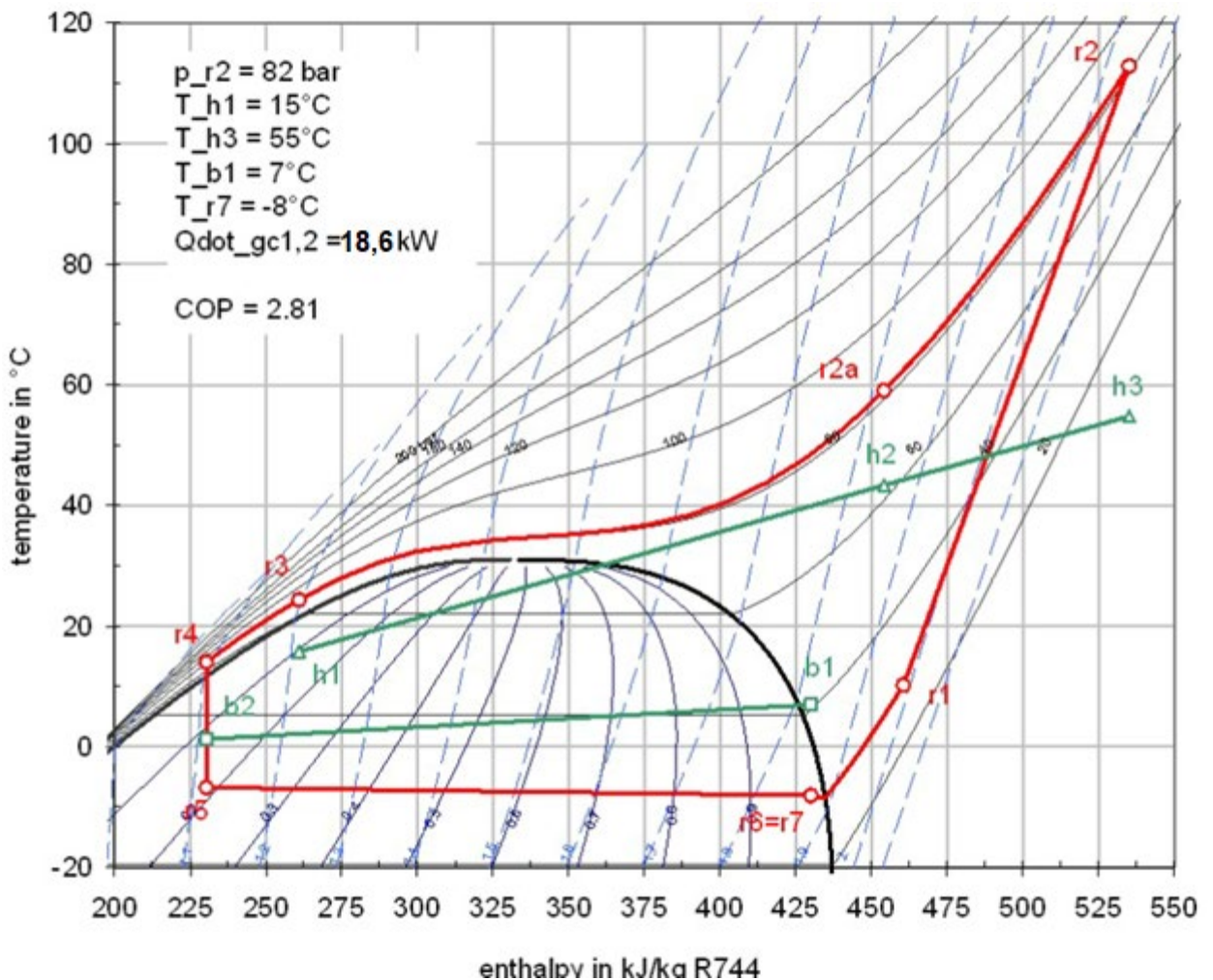


Рис. 4.18 Цикл теплового насоса при роботі в приготування гарячої води

У режимі ГВП вода протікає через два газові охолоджувачі послідовно (порівняйте рис. 17 зліва). У газовому охолоджувачі 1 його попередньо нагрівають від температури T_{h1} до T_{h2} і повторно нагрівають у газовому охолоджувачі 2 до температури T_{h3} , яка зазвичай становить близько 55-60 ° С. У цьому режимі цикл теплового насоса зазвичай працює при надкритичному тиску. 17 зліва показано процес теплового насоса для зразкового вимірювання в режимі ГВП.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

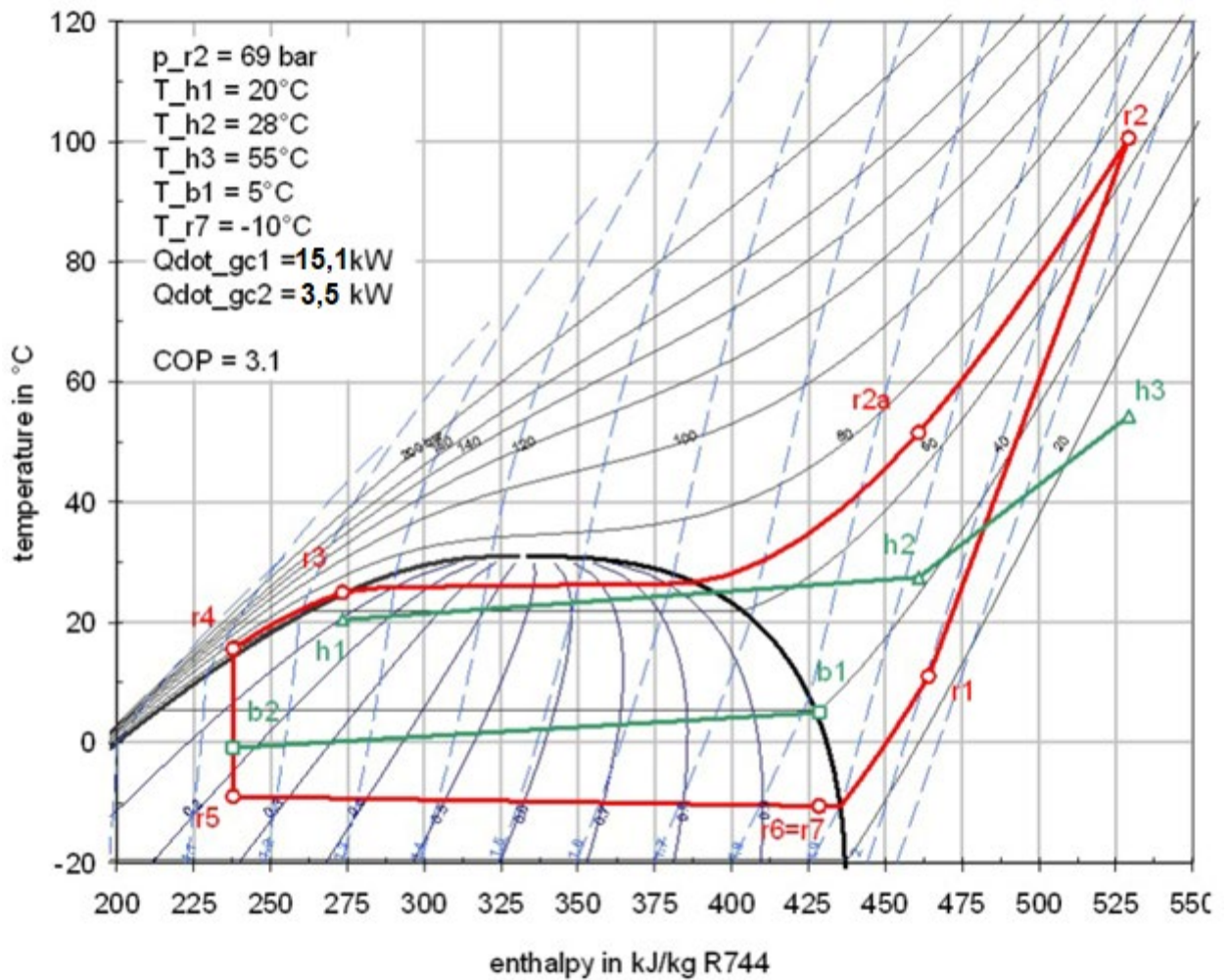


Рис. 4.19 Цикл теплового насоса в режимі одночасного опалення та гарячого водопостачання

У комбінованому режимі опалення та ГВП вода попередньо нагрівається в газовому охолоджувачі 1 до необхідної температури для системи теплої підлоги. Частина масового потоку води нагрівається в газовому охолоджувачі 2 до температури 55-60 ° С. Таким чином, одночасно здійснюється як підігрів води для системи теплої підлоги, так і для приготування ГВП. Одночасна робота має ту перевагу, що воду для ГВС можна готувати при менших значеннях тиску порівняно з режимом ГВП, що призводить до вищого COP.

У комбінованому режимі охолодження та гарячого водопостачання випарник теплового насоса використовується для охолодження будівлі через

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

систему теплої підлоги. Це робиться за допомогою байпасної системи та теплообмінника NHcool1. Одночасно вода для приготування ГВП нагрівається через газовий охолоджувач 1 і газовий охолоджувач 2. Процес теплового насоса в цьому режимі буде таким самим схожим на режим ГВП, але з тенденцією до більш високих температур випаровування.

Результати моделювання системи

Оцінено три сезонні фактори ефективності (SPF). Для SPF1 тепло, відкинуте від двох газових охолоджувачів, і тепло випарника в режимі активного охолодження (режим 4) ділиться на споживання електроенергії компресорами. SPF2 додатково включає електроенергію насоса розсолу. У SPF3 енергія для теплої підлоги Q_{heat} , для ГВП QDHW та для активного та пасивного охолодження Q_{cool} , акт і Q_{cool} , враховуються як пропуск, тоді як втрати при зберіганні - на відміну від SPF1 / 2 - не вважаються поставленою енергією.

Базовий корпус без охолодження

У цьому випадку передбачається, що будівля не охолоджується ні активно (тепловий насос), ні пасивно (земля). 25 показує річний тепловий баланс будівлі. З урахуванням використаних припущень та середнього клімату Граца, теплова потреба будівлі становить 40 кВт-год / (м²а). Завдяки відносно великим вікнам приплив сонця становить 55 кВт-год / (м²а). Річний тепловий баланс буферного сховища зображений на рис. 25. Подача тепла забезпечується газовими охолоджувачами GC1 та GC2, завдяки чому GC2 забезпечує приблизно 20%. Тепловтрати накопичувача складають 750 кВт-год ($\approx 8\%$) від річного споживання тепла. 26 показує щомісячне та щорічне тепло, яке забезпечується тепловим насосом у різних режимах роботи. Протягом року в різних режимах забезпечується приблизно однакова кількість тепла. Огляд результатів для коефіцієнтів продуктивності теплового насоса показаний на рис. 27. Зліва зображені місячні коефіцієнти

					<i>KPM.XUKP.1.784-03.1.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		119

ефективності в різних режимах роботи протягом року. Праворуч відображаються значення SPF. Як і слід було очікувати, продуктивність в режимі одночасного опалення та ГВП (режим3) не набагато нижча, ніж у режимі опалення (режим2). Різниця в окремих місяцях обумовлена, з одного боку, джерелом тепла та режимом опалення (і одночасним) через залежність необхідної температури подачі для системи теплої підлоги від температури навколишнього середовища. Температура повітря в приміщенні на першому поверсі та першому поверсі будівлі (середні погодинні значення) показана на рис. 28 праворуч. Верхня та нижня межі, позначені червоною та синьою лінією на малюнку, представляють межі комфорту для робочої температури згідно з DIN 1946-2 (1994). Температури, необхідні для опалювального шафи, можуть підтримуватися майже протягом усього року, за винятком кількох годин, де теплонасос теплового насоса є занадто низьким. Без охолодження кімнатні температури перевищують діапазон протягом більш ніж 150 годин протягом літніх місяців через великі вікна та незважаючи на використовуване затінення.

Базовий цикл із охолодженням

Річний тепловий баланс будівлі з функцією охолодження теплового насоса (режим 4 і 5, див. Рис. 23) показаний на рис. 29 зліва. Потреба в охолодженні будівлі становить ≈ 8 кВт-год / (м²а). Річний тепловий баланс буферного сховища майже такий самий, як і у випадку без охолодження. Експлуатаційні температури на першому та першому поверхах показані на рис. 32 праворуч. При роботі функції охолодження обмеження не перевищуються. 30 показує тепло, яке тепловий насос забезпечує у різних режимах роботи у різні місяці та щороку. Протягом зимових місяців значення для режимів від 1 до 3 досить подібні до випадку без охолодження. Влітку виконується як активне, так і пасивне охолодження, при цьому основна частина охолоджуючого навантаження покривається пасивним охолодженням заземленим колектором. Значення 590 кВт-год для режиму 4

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						120
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

також включає тепло, що забезпечується для ГВП у цьому режимі. Частка енергії охолодження для системи теплої підлоги в цьому режимі становить 250 кВт-год. Огляд результатів SPF показаний на рис. 31. Значення для режиму 4 відносно високі через одночасне використання гарячої та холодної сторони теплового насоса. У режимі пасивного охолодження значення ще вищі (для схеми значення розділили на 10), оскільки тут тепловий насос вимкнений, а робоча потужність враховується лише розсолем. Загалом коефіцієнти SPF є вищими у порівнянні з випадком, коли немає охолодження, через потребу в охолодженні, яка розглядається як додаткова корисна енергія, що можна побачити при порівнянні SPF2 з SPF3. 32 зліва показано температуру ґрунту в глибині ґрунтового колектора, температуру на виході розсолу з колектора для режимів роботи, де відводиться тепло (режим 1-3), і для режиму пасивного охолодження.

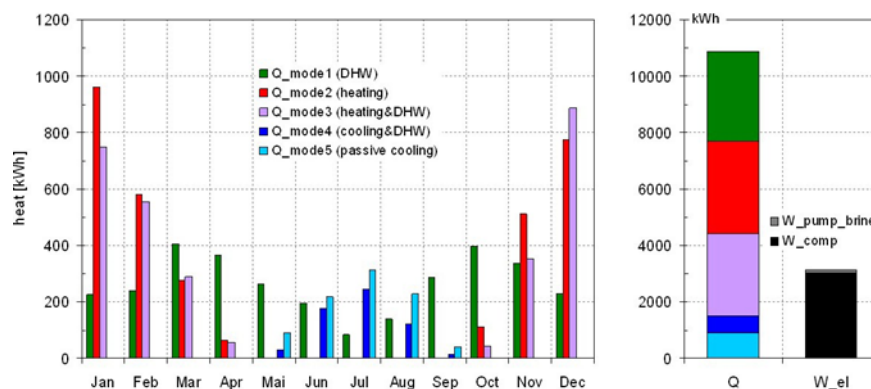


Рис. 4.20 Теплова енергія для різних режимів роботи та затрати електроенергії

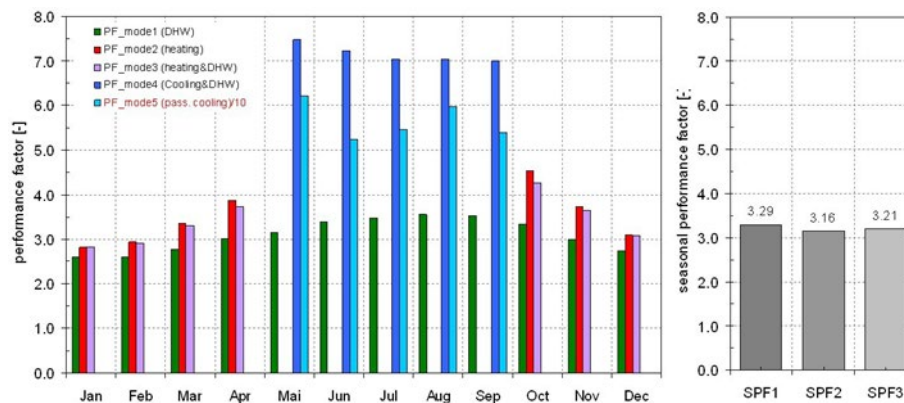


Рис. 4.21 Фактори продуктивності для різних режимів роботи та сезонний коефіцієнт ефективності

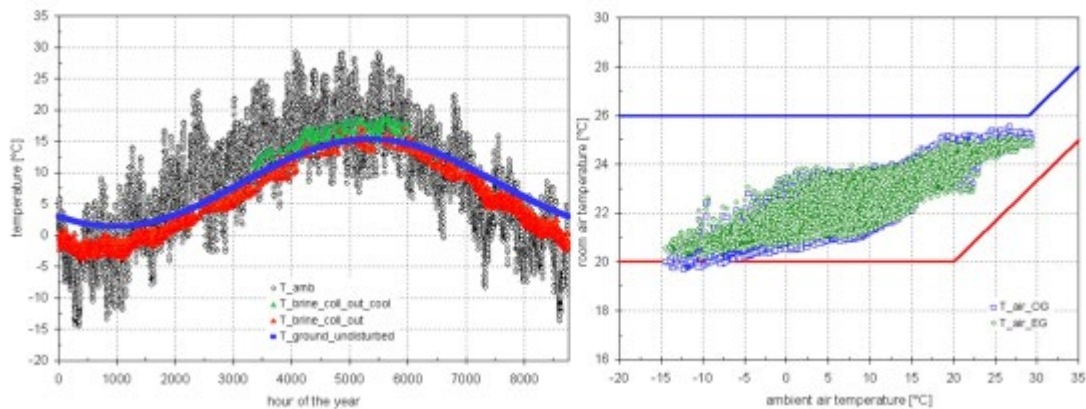


Рис. 4.22 Температура навколишнього середовища та ґрунту та температури в приміщенні

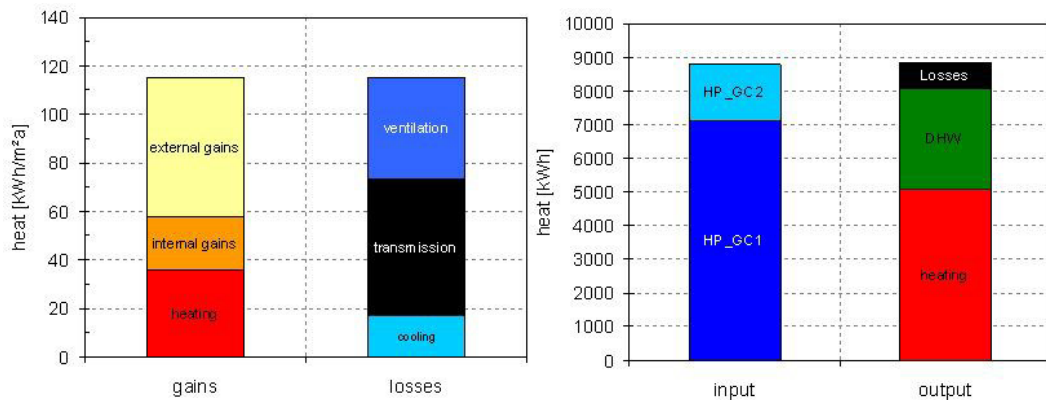
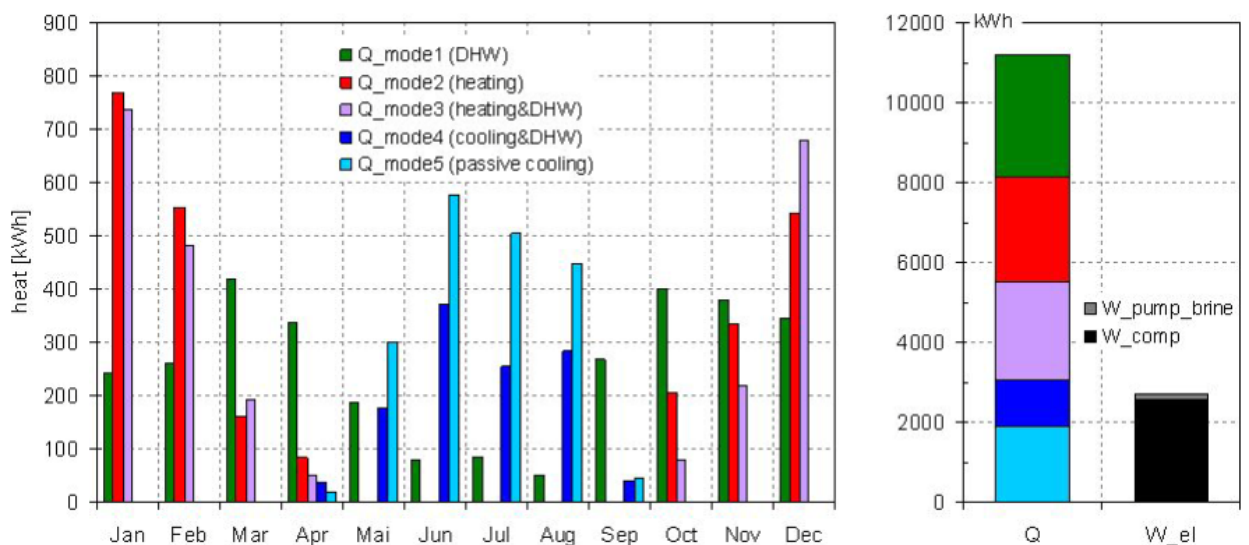


Рис. 4.23 Тепловий баланс втрат та прибутків, а також вхідних та вихідних показників



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Рис. 4.24 Теплова енергія для різних режимів роботи та витрати електроенергії

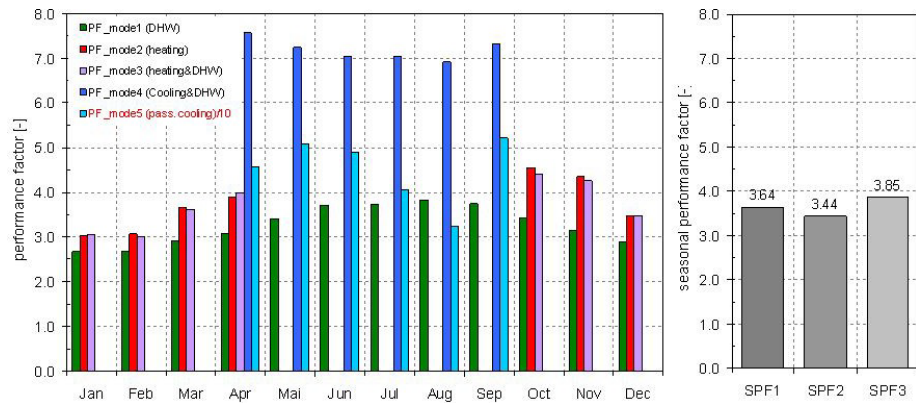


Рис. 4.25 Коефіцієнти ефективності для різних режимів роботи та сезонних

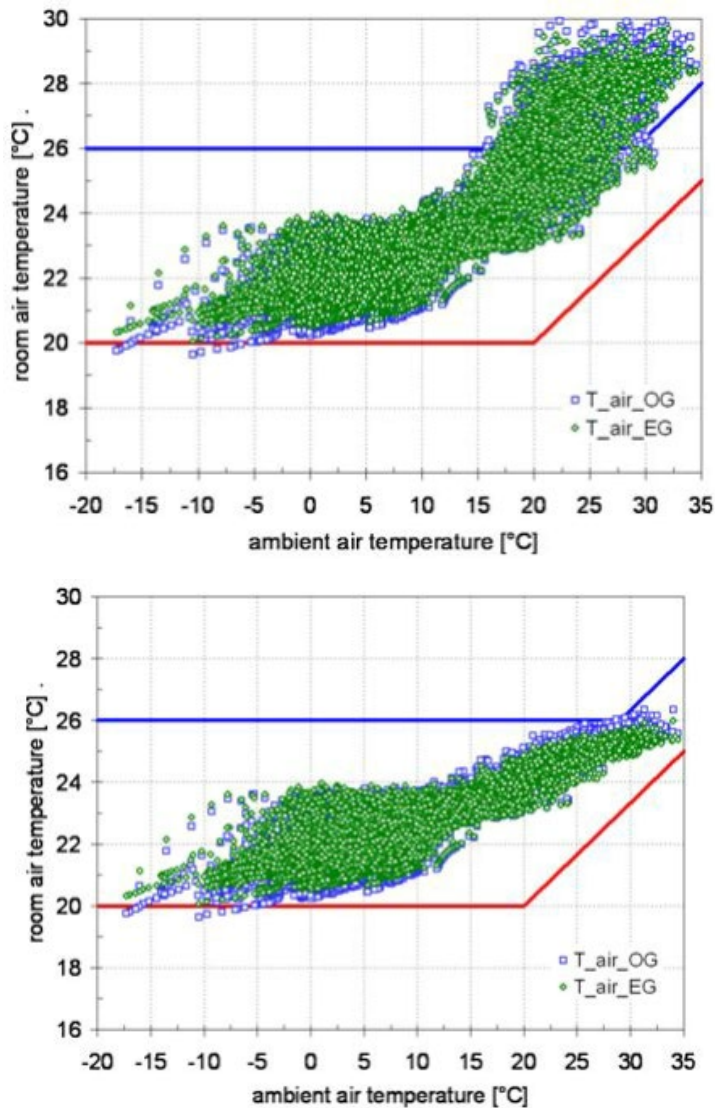


Рис. 4.26 Температура всередині приміщення без та з охолодженням

Проаналізована система є перспективною можливістю для майбутнього теплопостачання будівель з низьким енергоспоживанням. Для того, щоб підвищити привабливість системи, було б бажано збільшити ефективність циклу холодоагенту або сезонний коефіцієнт продуктивності, відповідно.

Особливо ефективність герметичних компресорів з низькою потужністю, оскільки вони використовуються для теплових насосів для будівель з низькою енергією, є відносно низькою. Ізентропна ефективність компресора безпосередньо впливає на коефіцієнт корисної дії циклу теплового насоса і тому є дуже важливою. Повинні бути спрямовані дослідження, спрямовані на вдосконалення малих компресорів.

Також використання ежектора для відновлення розширювальних робіт може підвищити ефективність циклу теплового насоса. Дослідження щодо холодоагенту R744 показують потенціал для підвищення COP на 10-20% .

Також все ще можливі оптимізації щодо системної інтеграції теплового насоса. Наприклад, можна вважати використання буферного накопичувача лише для приготування ГВП, тоді як система опалення безпосередньо підключена до газового охолоджувача теплового насоса. Можна проаналізувати, чи можна підвищити ефективність системи, зменшивши таким чином втрати при накопиченні та уникнувши надходження тепла від секції ГВП резервуара до секції опалення приміщення.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						124
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5. Розділ 5

5.1.Економічна частина

З розвитком суспільства його потреби в електричній, механічній і тепловій енергії весь час зростають. Але при тому потенціалі, який необхідний для споживання, жоден з цих видів енергії, як правило, в навколишньому середовищі не присутній. Тому перетворюють енергію інших форм, найчастіше хімічну, ядерну, низькопотенційну теплову або механічну.

Структура світового енергогосподарства до сьогоднішнього дня склалася таким чином, що більше 70% споживаної енергії отримують за рахунок спалювання органічного палива, запаси якого аж ніяк не нескінченні. При сучасному рівні споживання нафти вистачить на 25-30 років, природного газу на 60-70 років. Такі перспективи виснаження найбільш технологічних для енергетики в цілому і автономної теплоенергетики зокрема видів палива вже призвели до значного підвищення їх вартості на світовому ринку і виразно позначили тенденцію до її подальшого зростання.

Широке використання вугілля, запасів якого може вистачити не менше, ніж на 150 років, вимагає значних витрат на рішення не тільки чисто технічних, а й екологічних завдань. Тому вугільна теплоенергетика, як і атомна, розглядаються тільки для великих централізованих систем енергопостачання. Такі системи найбільш широко поширені в великих містах України. Одночасна вироблення електричної і теплової енергії на ТЕЦ має безперечні переваги з точки зору використання палива і резерви для підвищення ефективності. Однак значна протяжність тепломереж призводить до високих непродуктивних втрат на нагрівання мережної води, до її дефіциту в окремих районах міста через обмежену пропускну здатність існуючих мереж. Різко зростають перепал палива при виробленні електроенергії в умовах зниження споживання теплової енергії, масштаби

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		125

наслідків при аварії, не вирішується завдання теплопостачання окремих селищ і котеджів, звужуються можливості розвитку територій.

Транспортування електроенергії таких проблем не становить. Тому в перспективі, враховуючи й атомні станції, слід розраховувати на її використання і для теплопостачання. Єдиним пристроєм, що робить таке споживання електроенергії конкурентоспроможним, є тепловий насос (ТН) [1], що дозволяє отримати для опалення та гарячого водопостачання теплоту Q_1 , що значно перевищує спожиту електричну енергію. Їхнє ставлення називають опалювальним коефіцієнтом (COP в зарубіжних виданнях), який становить 2-6 в залежності від типу ТН, рівня температур відведення і підведення теплоти (Рис. 5.1).

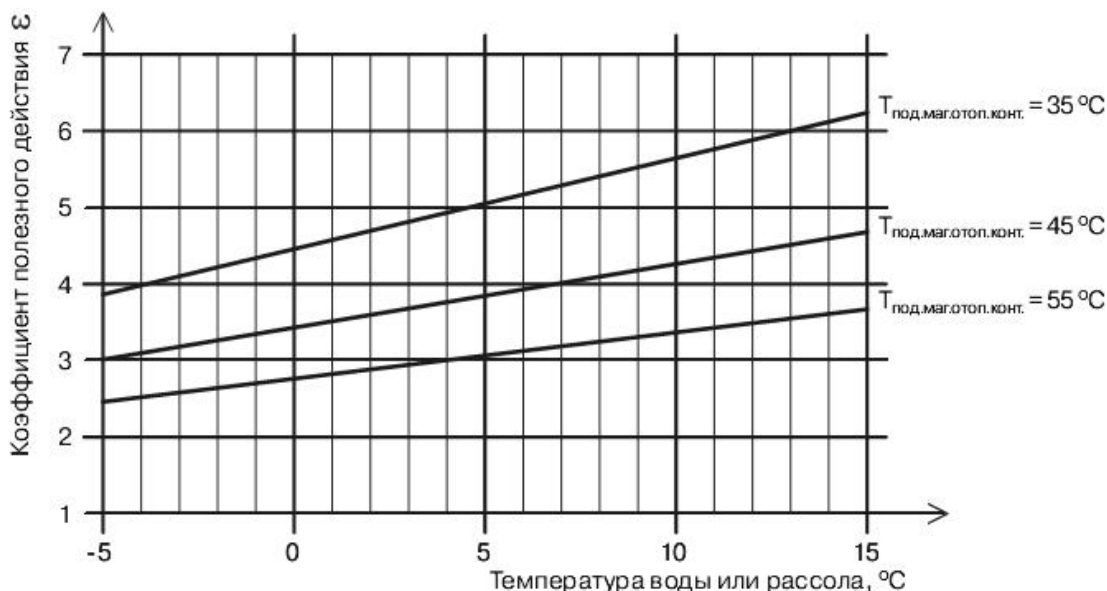


Рис.5.1. Вплив температур низько потенційного джерела і конденсатора на коефіцієнт перетворення енергії.

Таким чином, при ККД теплової електростанції 40% енергія Q_1 на опалення може бути майже в 2 рази більше теплоти згорання палива, витраченого на вироблення споживаної електричної енергії, тобто забезпечується економія палива. За оцінками [2], при заміні в Західній Європі 10% газових або працюють на нафті котлів тепловими насосами, економія первинної енергії складе за рік понад 109 кВт · год. Зменшується і

навантаження на навколишнє середовище, як по викиду парникових газів, так і по тепловому забрудненню.

Зазначені переваги вже давно привернули увагу до практичного використання теплових насосів (ТН). В даний час в світі працює понад 20 мільйонів теплових насосів [3]. Їх загальна теплова потужність, за мінімальною оцінкою, становить 250 ГВт, річний виробіток теплоти 1 млрд. Гкал, що відповідає заміщенню до 80 млн. Т. Умовного палива. За прогнозами Світового енергетичного комітету (МІРЕК), до 2020 року частка теплових насосів в теплопостачанні незважаючи на високу вартість складе до 75% [1]. При цьому експлуатаційні витрати будуть впововину менше, ніж для традиційних нині опалювальних систем.

Застосування децентралізованих систем теплопостачання на базі теплонасосних установок в районах, де теплові мережі відсутні, або в нових житлових районах дозволяє уникнути багатьох технологічних, економічних і екологічних недоліків систем централізованого теплопостачання. Наприклад, при модернізації індивідуального теплового пункту застосування теплових акумуляторів і теплового насоса з потужністю приводу компресора 6,5 кВт, дозволяє забезпечити потреби системи гарячого водопостачання з розрахункової пікової потужністю до 180 кВт. В адміністративних будівлях з інтенсивною вентиляцією схеми з тепловими насосами дозволяють економити до 65% тепла на підігрів припливного повітря.

Можуть розглядатися не тільки традиційні схеми використання теплової енергії навколишнього середовища, а й кільцеві системи, що включають ТН, тепло- і холодноснабжающе обладнання, що дозволяють перерозподіляти теплоту між приміщеннями, використовувати надлишкову теплоту для гарячого водопостачання. Розроблено пропозиції щодо теплонасосної системам з невисокою температурою нагріву, підібрана номенклатура відповідного обладнання. Значні перспективи зниження ціни

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		127

теплонасосного обладнання пов'язують з розширенням його виробництва, в тому числі в Китаї.

Для ефективного і виправданого використання ТН необхідно дотримати наступні умови:

1. До споживача була бути підведена достатня для приводу компресора електрична потужність.

2. Обов'язковою умовою ефективного використання ТН є наявність відповідного джерела низько потенційного тепла. Відсутність поблизу споживача такого джерела може виключити можливість застосування ТН. Теплові режими роботи ґрунтових теплообмінників можуть бути істотно поліпшені при використанні, поряд з теплом ґрунту, інших джерел низько потенційного тепла, наприклад, сонячної енергії, яка може спрямовуватися на прискорене відновлення температурного режиму ґрунту в теплий період року.

3. Енергетична ефективність (коефіцієнт перетворення енергії) і відповідно економічна ефективність застосовуваної системи теплонасосного теплопостачання сильно залежить від характеристик споживача тепла, в першу чергу від температурного рівня нагрівається теплоносія. Очевидно, що застосування ТН особливо ефективно в разі використання повітряних і / або підлогових систем водяного опалення, для яких температура конденсатора не перевищує 35-40 ° С. Для таких систем коефіцієнт перетворення ТН може бути високим .

4. Проектування і створення теплонасосних систем теплопостачання вимагає системного і творчого підходу. На відміну від традиційних систем теплопостачання, теплонасосная система може працювати в змінних (нестационарних) режимах, істотно відхиляються від розрахункових, що пов'язано як з можливою зміною температури низько потенційного джерела, так і зі змінним характером теплових навантажень. При цьому важливим предметом оптимізації є розрахункова (максимальна) потужність ТН.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						128
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Очевидно, що використовувати тепловий насос, розрахований на покриття максимального теплового навантаження, з економічної точки зору недоцільно. Зазвичай потужність ТН вибирається на рівні 60-70% від максимуму навантаження. В цьому випадку ТН повинен працювати в тандемі з резервним джерелом тепла і / або оснащуватися відповідними тепловими акумуляторами.

На ринку України теплові насоси поки майже не представлені. Однак умови для їх освоєння вже позначилися. Перспектива застосування може бути оцінена при розгляді конкретних завдань енергозбереження в основних областях застосування теплонасосних установок: житлово-комунальному секторі, на промислових підприємствах, в курортно-оздоровчих і спортивних комплексах, в сільськогосподарському виробництві. Розвитку ТН в Україні, крім фактора порівняно великих капітальних витрат на установку, може навіть більшою мірою заважає непродуманість тарифна політика.

В існуючій тарифній політиці на теплову і електричну енергію закладено 6 видів логічних помилок, що визначають недоліки сьогоденної тарифної політики стосовно "енергетиці великого міста":

1. Ми намагаємося одним заходом оцінити вартість двох різних видів енергетичної продукції:

- а) потужності в часі наданої теплової та електричної енергії;
- б) кількості за період відпущеної теплової та електричної енергії.

2. Відсутня (нерозвинена) система класифікації видів енергетичної продукції за якістю, кількістю.

3. Відсутні (нерозвинений) принцип авансування витрат на відповідний вид енергетичної продукції.

4. При комбіноване виробництво теплової та електричної енергії на ТЕЦ прийнятий на сьогодні метод поділу витрат палива на теплову та електричну енергію не відповідає технології виробництва енергії на ТЕЦ.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		129

5. Ми не стимулюємо економічного споживача за комбіноване споживання теплової та електричної енергії, одержуваної з комбінованого способу на ТЕЦ, а також не примушуємо неекономічного споживача до зміни технології споживання енергії (ми змушені примушувати все суспільство).

6. Ми не здійснюємо аналіз і нормування витрат палива, які закладаються в тарифи для конкретного типу споживачів теплової та електричної енергії. Найголовнішим недоліком існуючої тарифної політики є те, що тарифи не відображають технологічну суть виробництва енергії як за якістю, так і за кількістю.

Предметом ринкових відносин є не просто кількість спожитої енергії, а надання потужності в певний час. На ринок енергетичних послуг надається два види енергетичної продукції:

а) можливість використання заявленої енергетичної потужності в певний час;

б) кількість спожитої енергії. При цьому методологічно немає ніякої принципової різниці, на який вид енергії надаються послуги - теплову або електричну.

Для швидкої оцінки ефективності ТН в порівнянні з газовим котлом, можна використовувати наступну залежність:

При зафіксованому співвідношенні цін на газ і електрику існує певна величина COP теплового насоса при досягненні якої ТН стає дешевше в експлуатації. Так само ця величина залежить від теплотворної здатності газу, на якому працює порівнюваний ГК, але так як ця величина коливається мало, то для грубих розрахунків можна прийняти, що $1\text{м}^3 = 10\text{кВт} \cdot \text{год}$.

Три величини: теплотворна здатність газу, COP і цінове співвідношення пов'язані між собою простим нерівністю:

$$Г / Е * COP > = 10$$

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						130
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де G / E - частка від ділення ціни м³ газу на ціну кВт * год електроенергії.

При виконанні даного нерівності ТН виявляється більш економічним в порівнянні з газовим котлом.

Часто при розгляді варіанту опалення приміщення за допомогою ТН лякають або зупиняють великі капітальні витрати, які в 2, а то і 3 рази перевищують капітальні витрати на газовий котел. Але це думка апіорно. Є кілька факторів, що показують неістотність цієї різниці і переваги ТН.

По-перше, якщо опалювальний пункт знаходиться далеко від центральної газової магістралі, то при покупці ГК напевно доведеться тягнути труби, що безсумнівно збільшує капітальні витрати, з електрикою такої проблеми немає.

По-друге, купуючи ГК, багато хто потім купують кондиціонер, капітальні витрати на який можна додати до капітальних витрат на ГК, тому як ТН так само може експлуатуватися як кондиціонер, працюючи в реверсному режимі.

По-третє, це описане вище прогнозне збільшення цін на енергоресурси з досягненням західного рівня цін, де ціна газу в кілька разів перевищує ціну електрики, плюс розвиток технологій і нові наукові досягнення напевно будуть сприяти збільшенню значення COP.

Капітальні вкладення в систему:

$$K_{об} = K_{км} + K_{тепл} + K_{труб} + K_{квп} + K_{інші} , \quad (5.1)$$

де

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

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

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

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

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

Витрати на експлуатацію обладнання:

					<i>KPM.XUKP.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						131
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

де

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

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

Щомісячні витрати електроенергії:

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

де

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

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

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

$$З = \sum K_{\text{тепла}} * T_1, \text{ грн.} \quad (5.4)$$

де

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

$T_{1\text{кВт}}$ – тариф на вироблений 1кВт тепла, грн. ($T_1 = 9,2$ грн)

Кількість виробленого тепла за рік:

$$\sum K_{\text{тепла}} = K_1 * K_{\text{год}} * K_{\text{дн}}, \text{ кВт} \quad (5.5)$$

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:

$$T = \frac{K+E}{З}, \text{ років} \quad (5.7)$$

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						132
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6. Розділ 6

6.1. Охорона праці

Вуглекислий газ CO_2 (вуглекислота, двоокис вуглецю, діоксид вуглецю, вугільний ангідрид) залежно від тиску й температури може перебувати в газоподібному, рідкому або твердому стані.

У газоподібному стані діоксид вуглецю являє собою безбарвний газ із небагато кислуватим смаком і запахом. В атмосфері Землі втримується близько 0,04% вуглекислого газу. При нормальних умовах його щільність становить 1,98 г/л - приблизно в 1,5 рази більше щільності повітря.

Рідкий діоксид вуглецю (вуглекислота) являє собою безбарвну рідину без запаху. Вуглекислота зберігає стійкий рідкий стан при температурі від $-56,5^\circ\text{C}$ до $31,05^\circ\text{C}$ та певних значеннях тиску з діапазону від 518,6 кПа до 7383 кПа. Наприклад, при кімнатній температурі вона існує тільки при тиску понад 5850 кПа. Щільність рідкої вуглекислоти сильно залежить від температури. Наприклад, при температурі нижче $+11^\circ\text{C}$ рідка вуглекислота важче води, при температурі вище $+11^\circ\text{C}$ – легше. У результаті випару 1 кг рідкої вуглекислоти при нормальних умовах утвориться близько 506 л газу.

При температурі біля $-56,6^\circ\text{C}$ и тиску близько 503 кПа рідка вуглекислота перетворюється у тверду речовину – «сухий лід».

У промисловості найпоширеніші 3 способи одержання вуглекислого газу:

- з газів, що відходять, хімічних виробництв, насамперед синтетичного аміаку й метанолу; у газі, що відходить, утримується приблизно 90% вуглекислого газу;
- з димових газів промислових котелень, що спалюють природний газ, вугілля й інше паливо; у димовому газі втримується 12-20% вуглекислого газу;
- з газів, що відходять, що утворюються при шумуванні в процесі одержання пива, спирту, при розщепленні жирів; газ, що відходить, являє собою майже чистий вуглекислий газ.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						133
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вуглекислота не токсична й не вибухонебезпечна, однак при її концентраціях у повітрі понад 5% (92г/м^3) знижується частка кисню, що може привести до кисневої недостатності і ядухи. Тому варто побоюватися її скупчування в погано провітрюваних приміщеннях. Для реєстрації концентрації вуглекислоти в повітрі виробничих приміщень застосовуються газоаналізатори - стаціонарні автоматичні або переносні.

При зменшенні тиску до атмосферного рідка вуглекислота перетворюється в газ і сніг з температурою $-78,5^\circ\text{C}$ і може призвести до поразки слизуватої оболонки око й обмороженню шкіри. Тому при відборі проб рідкої вуглекислоти необхідно користуватися захисними окулярами й рукавицями.

Огляд внутрішньої ємності раніше експлуатованої цистерни для зберігання й транспортування рідкої вуглекислоти необхідно проводити в шланговому протигазі.

Цистерну необхідно відігріти до температури навколишнього середовища, а внутрішню ємність продути повітрям або провентилувати. Протигаз дозволяється не використовувати тільки після того, як об'ємна частка вуглекислоти усередині встаткування стане нижче 0,5%.

Категорії виробництва 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 ізолювані трубопроводи в місцях проходження через стіни і перекриття повинні

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		134

мати вставки з ізоляційного матеріалу, що не згорає, в машинному відділенні повинні бути спеціальні місця для зберігання в закритому вигляді обтиральних матеріалів (забороняється зберігання бензину, гасу 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.

Стандарт EN 378-1:2008+A2:2012 визначає вимоги безпеки і охорони навколишнього середовища на етапах проектування, виробництва, будівництва, монтажу, експлуатації, технічного обслуговування, ремонту і утилізації холодильних систем і установок по відношенню до навколишнього середовища в приміщеннях і навколишньому середовищу в цілому.

Поняття «холодильна система», що використовується в цьому стандарті, включає в себе теплові насоси.

Можливі ризики, які існують в холодильній техніці, перераховані нижче. Крім того, при аналізі ризиків доцільно брати до уваги стандарти EN ISO 12100-1 та EN ISO 12100-2, в яких перераховані ризики машин і устаткування, не охоплені цим стандартом.

Метою цього стандарту є зниження ймовірності виникнення потенційних аварій з боку холодильних установок і холодоагентів зі збитком для життя і здоров'я людей, майна та навколишнього середовища. Ці аварії головним чином можуть бути обумовлені фізико-хімічними властивостями холодоагентів, а також дією тисків і температур, що виникають в процесі реалізації холодильних циклів.

Недостатність запобіжних заходів може призвести:

- до руйнування окремих елементів системи, в тому числі вибухового характеру з подальшою можливістю розльоту осколків;
- викиду холодоагенту з ризиком заподіяння шкоди або шкоди навколишньому середовищу, отруєння атмосфери токсичними речовинами

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		135

через поломки, витоку, викликані поганою конструкцією, неправильною експлуатацією, технічним обслуговуванням, ремонтом, заправкою або неправильною утилізацією;

- займання (загоряння) холодоагенту з небезпекою виникнення пожежі і в тому числі з ризиком утворення токсичних продуктів горіння горючих холодоагентів.

Холодоагенти, їх суміші та комбінації з маслом, водою або іншими речовинами, якими навмисно чи ні заповнюють холодильну систему, надають хімічну і фізичну дію на внутрішні поверхні конструкційних матеріалів і елементів холодильної системи, в тому числі через значний тиск і температуру. Холодоагенти можуть, якщо у них є руйнівні властивості, становити небезпеку для людей, майна та навколишнього середовища, безпосередньо або побічно в силу ефектів їх глобального довгострокового впливу (ОРП, ПГП), при їх викиді з холодильної системи. Холодоагенти вибирають з урахуванням їх потенційного впливу на навколишнє середовище в цілому і їх можливого впливу на навколишнє середовище в приміщенні. Однак оцінка екологічних показників вимагає підходу, який повинен враховувати характер типового життєвого циклу системи.

Якщо мова йде про вплив викидів холодоагенту на зміну клімату, то в даний час зазвичай як основу для оцінки такого впливу використовують показник, який називають повним еквівалентним внеском (TEWI) в парниковий ефект (див. додаток В). Для розгляду інших екологічних аспектів використовують серію стандартів EN ISO 14040.

TEWI (повний еквівалентний внесок у парниковий ефект) є показником для оцінки парникового ефекту шляхом поєднання прямого вкладу від викидів холодоагентів в атмосферу і непрямого внеску від викидів вуглекислого газу та інших газів, що утворюються при виробленні енергії, необхідної для роботи холодильної системи протягом усього терміну її експлуатації.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		136

Показник TEWI призначений для розрахунку повного впливу процесів штучного охолодження на парниковий ефект. Цей показник враховує як прямий вплив на парниковий ефект холодоагенту, якщо має місце його витік, так і непрямий вплив холодильної системи внаслідок споживання нею енергії, використаної для енергопостачання установки при її нормальній роботі протягом всього терміну її експлуатації. Такий підхід справедливий тільки при порівнянні між собою двох холодильних систем або при виборі хладагентів для застосування в одній і тій же системі.

Показник TEWI може бути розрахований за такою формулою, де різні фактори впливу (величини вкладу в сумарне значення TEWI) представлені відповідними складовими:

$$TEWI = ПГП \cdot L \cdot n + [ПГП \cdot m \cdot (1 - \alpha_{рекуперации})] + [n \cdot E_{годовое} \cdot \beta], \quad (6.1)$$

де, $ПГП \cdot L \cdot n$ — внесок внаслідок витоків холодоагенту з системи;

$ПГП \cdot m \cdot (1 - \alpha_{рекуперации})$ — внесок, обумовлений наявністю або відсутністю рекуперації;

$n \cdot E_{годовое} \cdot \beta$ — внесок, обумовлений енергоспоживанням;

TEWI — повний еквівалентний внесок у парниковий ефект, кілограми CO₂;

ПГП — величина потенціалу глобального потепління холодоагенту по відношенню до CO₂;

L — величина витоків холодоагенту, кг/г;

n — повний час експлуатації системи, лет;

m — маса холодоагенту, заправленого в систему, кг;

$\alpha_{рекуперации}$ — коефіцієнт ступеня рекуперації холодоагенту, може приймати значення від 0 до 1;

$E_{годовое}$ — середньорічне споживання енергії, кВт · ч/г;

β — емісія CO₂, кг на кВт · ч.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						137
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На навколишнє середовище роблять той чи інший вплив багато чинників, наприклад:

- величина витоків холодоагенту;
- вплив навантаження на ефективність;
- мінімізація теплоприпливів;
- методи контролю і управління роботою системи.

Непрямий вплив на екологічні показники надає вартість системи. Додаткові інвестиції можуть бути спрямовані на зниження величини витоків холодоагенту, підвищення енергоефективності, зміна конструкції для отримання можливості використання інших холодоагентів. Тільки аналіз типового життєвого циклу системи дозволяє виявити ключові позиції, при яких додаткові інвестиції можуть привести до досягнення більш вигідних результатів.

Небезпеки, обумовлені величинами тиску і температури в холодильних системах, в основному виникають внаслідок одночасної присутності в холодильному контурі рідкої і газоподібної фаз холодоагенту. Крім того, ступінь впливу холодоагенту на різні компоненти системи залежить не тільки процесів і параметрів всередині установки, але також і від зовнішніх факторів.

Перелік небезпек представлений таким списком:

а) прямий вплив екстремальних температур, наприклад: розтріскування матеріалів при низькій температурі; замерзання рідини в замкнутому просторі (вода, розсіл і т. д.); термічні напруги; об'ємні деформації при зміні температури; несприятливий вплив низьких температур на людей; дотик до гарячих поверхонь;

б) вплив надмірного тиску в результаті, наприклад: підвищення тиску конденсації внаслідок недостатнього охолодження, парціального тиску неконденсованих газів, накопичення масла або холодоагенту в рідкій фазі; підвищення тиску насиченої пари через надмірне зовнішнього нагріву,

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						138
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

наприклад, в установці для охолодження рідини, при відтайці повітроохолоджувача або при високій температурі довкілля під час стоянки системи; теплового розширення рідкого холодоагенту в замкнутому просторі під час відсутності газової подушки при підвищенні зовнішньої температури; пожежі;

с) безпосередній вплив рідини, наприклад: надмірна заправка або затоплення обладнання; потрапляння рідкої фази в компресор внаслідок підсмоктування або конденсації парів холодоагенту в компресорі; гідравлічний удар в трубах; погане змащення через розрідження масла; кавітація;

д) витоку холодоагенту, наприклад: пожежа; вибух; токсичність, включаючи продукти горіння; обмороження шкіри; задуха; паніка; руйнування озонового шару; парниковий ефект;

е) обертові частини механізмів, наприклад: поранення; втрата слуху через надмірного шуму; пошкодження, викликані вібраціями.

Слід також звернути увагу на небезпеку, загальні для всіх компресорних систем, такі як висока температура нагнітання, гідравлічний удар, неправильне поводження і зниження механічної міцності, викликане корозією, ерозією, термічним напруженням, вібрацією або гідравлічними ударами.

Особливу увагу слід звернути на корозію в холодильних системах, оскільки такі системи працюють в специфічних умовах поперемих циклів «заморожування - відтавання», і обладнання, закритого теплоізоляцією.

За рівнем токсичності холодоагенти відносять до однієї з двох груп - А чи В - в залежності від рівня допустимої концентрації при тривалому впливі:

Група А (низька токсичність): холодоагенти, при середній концентрації яких у повітрі робочої зони, яка дорівнює або більша 400 мл / м³ (400 частин на мільйон за обсягом), відсутній шкідливий вплив майже на всіх

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						139
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

працюючих, які можуть піддаватися впливу холодоагенту день у день протягом 8-годинну робочого дня при 40-годинному робочому тижні;

Група В (висока токсичність): холодоагенти, при середній концентрації яких у повітрі робочої зони нижче 400 мл / м³ (400 частин на мільйон за обсягом) відсутній шкідливий вплив майже на всіх працюючих, які можуть піддаватися впливу холодоагенту день у день протягом 8 - годинного робочого дня при 40-годинному робочому тижні.

За займистості холодоагенти відносять до одного з трьох класів - 1, 2 або 3 - в залежності від результатів випробувань займистості. Сумішеві холодоагенти займистістю класифікують на основі аналізу результатів процесу розкладання суміші на фракції і визначення найгіршої рецептури по займистості.

Клас 1 (негорючі холодоагенти) До першого класу відносять індивідуальні речовини, використовувані в якості холодоагентів, які не здатні до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 ° С і тиску 101,3 кПа.

Сумішеві холодоагенти відносять до першого класу, якщо фракції, які утворюються в результаті процесу розкладання суміші СРН, не здатні до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 ° С і тиску 101,3 кПа.

Клас 2 (трудногорючі холодоагенти) До другого класу відносять індивідуальні речовини, використовувані в якості холодоагентів, при виконанні наступних трьох умов:

- здатність до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 ° С і тиску 101,3 кПа;

- значення НКМЗ не менше 3,5% за обсягом; -теплота згоряння менш 19000 кДж / кг.

Сумішеві холодоагенти відносять до другого класу при виконанні наступних трьох умов:

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						140
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- фракції, які утворюються в результаті процесу розкладання суміші СРН-НКМЗ, здатні до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 ° С і тиску 101,3 кПа;

- фракції, які утворюються в результаті процесу розкладання суміші СРН-НКМЗ, мають значення НКМЗ більше 3,5% за обсягом; - суміш з номінальною рецептурою має теплоту згоряння менш 19000 кДж / кг.

Клас 3 (горючі холодоагенти) До третього класу відносять індивідуальні речовини, використовувані в якості холодоагентів, при виконанні наступних двох умов:

- здатність до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 ° С і тиску 101,3 кПа; - значення НКМЗ не менше 3,5% за обсягом або теплота згоряння не менше 19000 кДж / кг.

Сумішеві холодоагенти відносять до третього класу при виконанні наступних двох умов:

- фракції, які утворюються в результаті процесу розкладання суміші СРН-НКМЗ, здатні до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 ° С і тиску 101,3 кПа;

- фракції, які утворюються в результаті процесу розкладання суміші СРН-НКМЗ, мають значення НКМЗ більше 3,5% за обсягом або теплоту згоряння не менше 19000 кДж / кг.

Таблиця 6.1 Система класифікації холодоагентів по групах небезпеки

Горючість	Токсичність	
	Низька	Висока
Здатність до поширення полум'я відсутня	A1	B1
Важка горючість	A2	B2
Горючість	A3	B3

Висновок

1. Розроблено принципово нове схемне рішення системи кондиціонування та теплопостачання на базі ґрунтового теплового насосу для будинків переселенців в Одеському регіоні.

2. Застосовано системний підхід до розробки схемного рішення згідно з вимогами. Проаналізовано кожен з елементів системи теплопостачання, підібрані найсучасніші види обладнання.

3. Проведений аналіз доцільності використання різних робочих речовин та в якості основного агенту обраний R-744, тому що він за коефіцієнтом ефективності перевищує R-134a (2,7%), R-545B (10,8%), R-290 (8,1%), R-600a (10,4%), але менший ніж R-410a (7.5%), R-1234yf (7.5%). Однак у R-744 більші переваги на стороні нагріву гарячої води на водопостачання через більшу температуру кінця стиснення.

4. Розроблені схемні рішення комбінованих режимів роботи теплового насосу. На основі аналізу була обрана система з можливістю одночасного опалення та водопостачання, та одночасного водопостачання та пасивного охолодження за допомогою ґрунтового колектора.

На основі порівняльного аналізу альтернативної системи теплопостачання (тепловий насос) з традиційною (газовий котел), запропоновано енергоефективне, екологічно-безпечне вирішення проблеми.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						142
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Список використаних джерел інформації

1. Мацевитый Ю.М., Чиркин Н.Б., Клепанда А.С., Об использовании тепловых насосов в мире и что тормозит их широкомасштабное внедрение в Украине // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2014. – № 2 (120). – с. 2 – 17.
2. Иванов М.Б. «Тепловые насосы - альтернативные экологически чистые источники энергии», 2009г, стр. 115 – 138
3. Чумак І.Г. «Холодильні установки», 2003 р., стор.273 -274
4. Братута Э.Г. «Оптимальные условия реализации сверхкритических циклов холодильных машин и тепловых насосов», журнал «Технические газы», №6, 2011 г., стр. 9-13
5. Калитин К.В. «СО2 – хладагент в «рабочей спецовке»», журнал «Холодильная техника», №4, 2010 г., стр. 46-49
6. Мартыновский В.С. «Термодинамические характеристики циклов тепловых и холодильных машин», 1952 г., стр. 106-115
7. Мартыновский В.С. «Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов», 1979 г., стр. 177-179
8. Тихомиров К.В. «Теплотехника, теплогазоснабжение и вентиляция», 1974 г., стр. 71-80
9. Reports at the 10th IEA Heat Pump Conference, Tokyo, 2011
10. Новое поколение геотермальных тепловых насосов Danfoss. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.danfoss.com/>.
11. Степаненко В. А., Афанасьев А. С. «Тепловые насосы в системах теплоснабжения и кондиционирования городов и зданий Украины в 21 веке»// Международная конференции "Тепловые насосы в странах СНГ", 2013 г., г. Алушта (Крым, Украина).
12. Viessmann Примеры установок 2015 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.viessmann.ua/uk/sluzhby/broshury-dla-skachuvannia.html>

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		143

13. Viessmann Руководство по проектированию. Тепловые насосы. 2015 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.viessmann.ua/uk/sluzhby/broshury-dla-skachuvannia.html>
14. Лагутин А. Ю. Апараты холодильних установок. В двух томах. Том 1. – Одеса: видавництво ОДАХ, 2003. – 141 с.
15. Холодильні установки. Проектування: Учебний посібник / Чумак І.Г., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., та ін.; Під ред. докт. тех. Н. проф. І.Г. Чумака. – 4-е вид. переробл. і доп. – Одеса: Друк, 2008. – том 3, – 156 с.
16. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, Вентиляція та Кондиціонування. Київ: Мінрегіонбуд України, 2013. - 141 с.
17. ДБН В.2.5-64:2012 Внутрішній трубопровід та каналізація. Київ: Мінрегіонбуд України, 2013. - 104 с.
18. ДБН В.2.5-31:2016 Теплова ізоляція будівель: Мінрегіонбуд України, 2017. - 141 с.
19. Хмельнюк М. Устойчивое развитие и холодильное хозяйство как необходимое условие экономической безопасности Украины / М. Хмельнюк // Економічна та продовольча безпека України. - 2013. - № 1. - С. 37-43. - Режим доступа: http://nbuv.gov.ua/UJRN/epbu_2013_1_7.
20. Хмельнюк М.Г., Лавренченко Г.К., Возный В.Ф. Применение чистых углеводородов и их смесей в малых холодильных машинах // Сборник научных трудов 2-ой Международной научно-технической конф. “Современные проблемы холодильной техники и технологии”. – Одесса: Издательство ОГАХ. – 2002. – С. 100-101.
21. Лавренченко Г.К., Хмельнюк М.Г. Имеется ли альтернатива альтернативному хладагенту R134a // Материалы II международной конференции “Проблемы экологии и ресурсосбережения для сельскохозяйственных районов и агропромышленных комплексов”, август 1992. – Одесса. – С.49.

					<i>КРМ.ХУКП.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						144
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

22. Ostapenko O. Heat pump technology – potential impact on energy efficiency problem and climate action goals within Ukrainian energy sector / O. Ostapenko, P. Stoyanov, O. Yakovleva, M. Khmelniuk // Холодильна техніка та технологія. - 2015. - Т. 51, вип. 6. - С. 66-71. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/htit_2015_51_6_12.
23. Khmelnyuk M.G., Zmitrochenko J.V., Lavrentchenko G.K. Energy characteristics of refrigerating machine working with mixture of natural fluids: carbon dioxide and hydrocarbons // Preprints Joint Meeting of the Int. Institute of Refrigeration. Sections B and E “Natural Working Fluids 98”. Oslo (Norway). – 1998. – P.433-439.
24. Wei Wu , Harrison M. Skye , Lingnan Lin , Progress in Ground- source Heat Pumps Using Natural Refrigerants, International Journal of Refrigeration 2018; No 92 P. 70-85 doi: 10.1016/j.ijrefrig.2018.05.028
25. Baxter, V. D., Murphy, R. W., Rice, C. K., Linkous, R. L., 2016. High Efficiency Water Heating Technology
26. ANSI/ASHRAE STANDARD 34, 2013. Designation and Safety Classification of Refrigerants.
27. ANSI/AHRI Standard 540-99, 2010, “Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units”, Air Conditioning and Refrigeration Institute, Arlington, VA.
28. Chao, Y. C., Teng, T. P., 2014. Retrofit assessment of refrigerator using hydrocarbon refrigerants. Applied Thermal Energy, No. 66, P. 507–18.
29. Song, C., Shuangfeng, W., Zhongmin, L., 2014, Cycle performance of alternative refrigerants for domestic air-conditioning system based on a small finned tube heat exchanger, Applied Thermal Engineering, No. 64, P. 83–92.
30. O. Bamigbetan, T.M. Eikevik, P. Neksa, M. Bantle, C. Schlemminger, The development of a hydrocarbon high temperature heat pump for waste heat recovery, Energy 2019, No. 173, P. 1141-1153. doi: 10.1016/j.energy.2019.02.159.

					<i>KPM.XVKII.1.784-03.1.4</i>	Арк.
						145
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		