



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ МАГІСТРА

Аналіз ефективності роботи теплового насоса з використанням відновлюваних
джерел енергії на природних робочих тілах

Здобувач Печко Тарас Миколайович

2 курсу ХМ161МН - групи

Керівник д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

Консультант: к.т.н.доц. Жихарєва Н.В.

±

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від	<u>28.05.26</u>	протокол №10
Завідувач кафедри ХУКП	_____	Михайло ХМЕЛЬНЮК

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інститут	Холоду, кріотехнології та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського
Кафедра	Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступень вищої освіти	Магістр
Спеціальність	142 «Енергетичне машинобудування»
Освітньо-наукова програма	Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

«___» _____ р.

З А В Д А Н Н Я НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Печко Тарас Миколайович,
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Аналіз ефективності роботи теплового насоса з використанням відновлюваних джерел енергії на природних робочих тілах

Керівник кваліфікаційної роботи д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.
(прізвище, ім'я, по батькові)

Затверджена наказом ОНТУ . наказ № 51.03 від 30.01.2025 р.

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи: 01.06.2026 р

3. Вихідні дані роботи: м Одеса , теплової насос з використанням відновлюваних джерел енергії на природних робочих тілах

Параметри повітря в приміщенні влітку: $t = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\phi = 50\%$;

Параметри повітря в приміщенні взимку: $t = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\phi = 50\%$;

Параметри зовнішнього повітря влітку: $t = 29\text{ }^{\circ}\text{C}$; ентальпія $h=60\text{ кДж/ кг}$

Параметри зовнішнього повітря взимку: $t = -22\text{ }^{\circ}\text{C}$ ентальпія $h=-20\text{ кДж/ кг}$

4. Перелік питань, які потрібно розробити: техніко-економічне обґрунтування, розрахунок процесів забезпечення подачі свіжого повітря, розрахунок ефективності, обґрунтування вибору обладнання, підбір обладнання.

5 Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н.доц. Жихарева Н.В		
Економічний розділ	к.т.н.доц. Жихарева Н.В.		

6. Дата видачі завдання:

Керівник

д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

Завдання прийняв до виконання _____Печко Т. М.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ.	01.02-29.02.26	Виконано
2.	Техніко-економічне обґрунтування проекту	02.03-30.03.26	Виконано
3.	Розрахунок процесів кондиціювання повітря	01.04-08.04.26	Виконано
4.	Вибір і розрахунок системи повітророзподілення	08.04-16.04.26	Виконано
5.	Вибір припливно-витяжної установки	24.04-27.04.26	Виконано
6	Підбір і розрахунок холодильної машини		
7.	Охорона праці та навколишнього середовища	28.04-30.04.26	Виконано
8.	Економічний розділ	01.05-07.05.26	Виконано
8.	Висновки	10.05-13.05.26	Виконано

Здобувач – дипломник
Керівник роботи _____

Печко Т.М.

д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

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

Печко Тарас Миколайович

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота магістра Печко Тарас Миколайович. **Аналіз ефективності роботи теплового насоса з використанням відновлюваних джерел енергії на природних робочих тілах** присвячена дослідженню ефективності роботи теплового насоса з використанням відновлюваних джерел енергії та природних робочих тіл. У сучасних умовах зростання вартості енергетичних ресурсів, необхідності скорочення викидів парникових газів та переходу до екологічно безпечних технологій особливої актуальності набуває впровадження енергоефективних систем теплопостачання на базі теплових насосів.

У роботі виконано аналіз сучасного стану та перспектив розвитку теплових насосів, що використовують енергію навколишнього середовища (повітря, ґрунту та води), а також природні холодоагенти з низьким потенціалом глобального потепління. Розглянуто особливості застосування таких робочих тіл, як діоксид вуглецю (R744), аміак (R717), пропан (R290) та інші природні холодоагенти, проведено оцінку їх термодинамічних характеристик, екологічної безпечності та енергетичної ефективності.

За результатами дослідження визначено оптимальні режими роботи теплонасосної установки, оцінено енергетичні та екологічні переваги використання природних робочих тіл, а також сформульовано рекомендації щодо підвищення ефективності теплонасосних систем у системах теплопостачання будівель різного призначення.

Ключові слова: тепловий насос, відновлювані джерела енергії, природні холодоагенти, природні робочі тіла, енергоефективність, коефіцієнт перетворення теплоти, екологічна безпека, теплонасосна установка,

ANNOTATION

Master's thesis Pechko Taras Mykolayovych. Analysis of the efficiency of the heat pump using renewable energy sources on natural working fluids is devoted to the study of the efficiency of the heat pump using renewable energy sources and natural working fluids. In modern conditions of increasing cost of energy resources, the need to reduce greenhouse gas emissions and the transition to environmentally friendly technologies, the implementation of energy-efficient heat supply systems based on heat pumps is of particular relevance.

The paper analyzes the current state and prospects for the development of heat pumps that use environmental energy (air, soil and water), as well as natural refrigerants with a low global warming potential. The features of the use of such working fluids as carbon dioxide (R744), ammonia (R717), propane (R290) and other natural refrigerants are considered, and their thermodynamic characteristics, environmental safety and energy efficiency are assessed.

According to the results of the study, the optimal operating modes of the heat pump installation were determined, the energy and environmental benefits of using natural working fluids were assessed, and recommendations were formulated to improve the efficiency of heat pump systems in heat supply systems of buildings for various purposes.

Keywords: heat pump, renewable energy sources, natural refrigerants, natural working fluids, energy efficiency, heat conversion coefficient, environmental safety, heat pump installatio

	ЗМІСТ	Стор.
	ВСТУП	6
1	СУЧАСНИЙ СТАН ТА ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ	10
2	АНАЛІЗ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ З РІЗНИМИ ХОЛОДИЛЬНИМИ АГЕНТАМИ	19
4	РОЗРАХУНОК НОВАНТАЖЕННЯ В БУДИНКУ	24
3.1.	Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря	15
3.2.	Визначення теплоприпливів через огорожуючі конструкції	16
3.3.	Розрахунок теплових виділень від різних джерел	18
3.4.	Розрахунок вологовиділень	19
3.5	Розрахунок тепло припливів в Холодний період року	20
3.6	Розрахунок тепловиділення від різних джерел	28
4	ПІДБІР ОБЛАДНАННЯ	41
4.1	Гідравлічний розрахунок трубопроводів та підбір теплового насосу насосу	45
5.	ТЕРМОЕКОНОМІЧНА МОДЕЛЬ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ТЕПЛОВОГО НАСОСА НА ПРИРОДНИХ РОБОЧИХ ТІЛА	48
6	МОДЕЛЬ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ	50
8	ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ	55
7	ОХОРОНА ПРАЦІ	80
	ВИСНОВКИ	84
	ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	86

ВСТУП

Сучасний розвиток енергетики характеризується зростанням вимог до енергоефективності, екологічної безпеки та раціонального використання природних ресурсів. Постійне збільшення вартості традиційних енергоносіїв, необхідність скорочення викидів парникових газів і виконання міжнародних екологічних зобов'язань стимулюють активне впровадження технологій, заснованих на використанні відновлюваних джерел енергії. Одним із найбільш перспективних напрямів у сфері теплопостачання та кондиціонування повітря є застосування теплових насосів, які дозволяють ефективно використовувати низькопотенційну теплову енергію навколишнього середовища.

Теплові насоси забезпечують перенесення теплоти від джерела з низькою температурою до споживача з вищою температурою, використовуючи порівняно невелику кількість електричної енергії. Високий коефіцієнт перетворення енергії робить такі системи економічно вигідними та екологічно доцільними для використання в житлових, громадських і промислових будівлях. Особливої актуальності набуває поєднання теплових насосів із відновлюваними джерелами енергії, такими як теплота ґрунту, води, атмосферного повітря та сонячна енергія.

Останніми роками значна увага приділяється використанню природних робочих тіл у холодильній та теплонасосній техніці. Традиційні синтетичні холодоагенти часто характеризуються високим потенціалом глобального потепління та негативним впливом на навколишнє середовище. У зв'язку з цим все більшого поширення набувають природні холодоагенти, зокрема діоксид вуглецю (CO_2), аміак (NH_3), пропан (R290), ізобутан (R600a) та вода (R718). Їх використання дозволяє зменшити екологічне навантаження та забезпечити відповідність сучасним міжнародним екологічним стандартам.

Актуальність роботи обумовлена необхідністю підвищення енергетичної ефективності систем теплопостачання, зниження споживання традиційних паливно-енергетичних ресурсів та впровадження екологічно безпечних технологій на основі природних холодоагентів. Аналіз ефективності роботи теплових насосів у поєднанні з відновлюваними джерелами енергії дозволяє визначити найбільш раціональні технічні рішення для сучасних інженерних систем.

Метою роботи є дослідження та аналіз ефективності функціонування теплового насоса з використанням відновлюваних джерел енергії та природних робочих тіл, а також визначення факторів, що впливають на енергетичні та економічні показники його роботи.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі **завдання**:

- проаналізувати сучасний стан використання теплових насосів у системах теплопостачання;
- дослідити особливості застосування відновлюваних джерел енергії як джерел низькопотенційної теплоти;
- розглянути властивості та характеристики природних робочих тіл, що використовуються у теплонасосних установках;
- виконати аналіз енергетичних показників роботи теплового насоса;
- оцінити вплив параметрів джерела теплоти та робочого тіла на коефіцієнт перетворення енергії;
- провести техніко-економічне порівняння різних варіантів теплонасосних систем;
- сформулювати рекомендації щодо підвищення ефективності використання теплових насосів.

Об'єктом дослідження є теплонасосна установка, що використовує відновлювані джерела енергії.

Предметом дослідження є енергетичні, екологічні та техніко-економічні показники роботи теплового насоса з природними робочими тілами.

Методи дослідження включають аналіз науково-технічної літератури, методи теплотехнічних та термодинамічних розрахунків, порівняльний аналіз технічних характеристик теплонасосних установок, а також оцінку їх енергетичної та економічної ефективності.

Наукова новизна роботи полягає в комплексному дослідженні впливу природних робочих тіл на ефективність роботи теплового насоса при використанні різних видів відновлюваних джерел енергії та визначенні умов їх найбільш раціонального застосування.

Практичне значення роботи полягає в можливості використання отриманих результатів під час проєктування та модернізації енергоефективних систем тепlopостачання, вентиляції та кондиціювання повітря з метою зниження експлуатаційних витрат і підвищення екологічної безпеки об'єктів.

Аналіз літературних джерел та сучасного стану за тематикою дослідження

Питання підвищення енергоефективності систем тепlopостачання є одним із ключових напрямів сучасних наукових досліджень у сфері енергетики, теплотехніки та інженерії будівель. Особливу увагу в науковій літературі приділено тепловим насосам, які дають змогу використовувати низькопотенційну теплоту навколишнього середовища та перетворювати її на корисну теплову енергію для опалення, гарячого водопостачання, вентиляції та кондиціювання.

У працях вітчизняних і зарубіжних дослідників тепловий насос розглядається як ефективна альтернатива традиційним системам теплогенерації, що працюють на викопному паливі. Основна перевага таких установок полягає у

тому, що значна частина теплоти надходить із відновлюваних джерел: атмосферного повітря, ґрунту, підземних або поверхневих вод, сонячної енергії та вторинних теплових ресурсів. За даними Міжнародного енергетичного агентства, сучасні теплові насоси можуть бути у 3–5 разів енергоефективнішими за газові котли, що підтверджує їхню важливу роль у декарбонізації сектору теплопостачання.

Аналіз літературних джерел свідчить, що ефективність роботи теплового насоса значною мірою залежить від температурного потенціалу джерела теплоти, режиму роботи установки, типу компресора, конструкції теплообмінників, властивостей робочого тіла та рівня автоматизації системи. Найбільш поширеними є повітряні, ґрунтові та водяні теплові насоси. Повітряні системи характеризуються простішим монтажем і нижчими капітальними витратами, однак їх ефективність істотно залежить від температури зовнішнього повітря. Ґрунтові та водяні теплові насоси мають стабільніші показники роботи, проте потребують складніших інженерних рішень і більших початкових інвестицій.

У сучасних дослідженнях значна увага приділяється поєднанню теплових насосів із відновлюваними джерелами енергії. Зокрема, перспективним є використання сонячних колекторів або фотоелектричних панелей для часткового забезпечення енергетичних потреб теплонасосної установки. Такі комбіновані системи дозволяють зменшити споживання електричної енергії з мережі, підвищити автономність об'єкта та знизити експлуатаційні витрати. Крім того, використання теплових насосів у поєднанні з акумуляторами теплоти створює умови для більш гнучкого регулювання енергоспоживання.

Окремим напрямом сучасних наукових досліджень є застосування природних робочих тіл у теплових насосах. Традиційні синтетичні холодоагенти, які тривалий час використовувалися в холодильній і

теплонасосній техніці, мають суттєвий екологічний недолік — високий потенціал глобального потепління. Саме тому в Європейському Союзі посилюються вимоги до обмеження використання фторованих парникових газів. Регламент ЄС 2024/573 передбачає подальше скорочення використання таких речовин і стимулює перехід до більш екологічних альтернатив.

До природних робочих тіл, які розглядаються як перспективні для теплових насосів, належать діоксид вуглецю CO₂, аміак NH₃, пропан R290, ізобутан R600a та вода R718. Їх перевагами є низький або нульовий потенціал руйнування озонового шару, низький потенціал глобального потепління, доступність і добрі термодинамічні властивості. Водночас кожне з цих робочих тіл має певні обмеження. Наприклад, аміак є токсичним, пропан та ізобутан — горючими, а CO₂ працює за високих тисків, що потребує спеціальних конструктивних рішень і підвищених вимог до безпеки.

Сучасний стан розвитку теплонасосних технологій свідчить про зростання їх ролі у світовій енергетиці. За даними Міжнародного енергетичного агентства, у 2023 році теплові насоси забезпечували понад 10% глобальної потреби в опаленні будівель, однак для досягнення кліматичних цілей цей показник має суттєво зрости до 2030 року. У країнах Європи теплові насоси розглядаються як один із ключових інструментів зменшення залежності від природного газу та переходу до низьковуглецевого теплопостачання.

Разом із тим розвиток ринку теплових насосів має певні труднощі. Серед основних бар'єрів можна виділити високу початкову вартість обладнання, потребу у кваліфікованому монтажі, залежність економічної доцільності від тарифів на електроенергію та газ, а також необхідність адаптації існуючих систем опалення до низькотемпературних режимів.

Європейська асоціація теплових насосів зазначає, що у 2025 році продажі теплових насосів у 16 європейських країнах зросли на 10,3%, а загальна кількість встановлених теплових насосів у Європі досягла близько 28 млн одиниць.

Для України питання впровадження теплових насосів є особливо актуальним у контексті енергетичної безпеки, зниження залежності від імпортованих енергоносіїв, модернізації житлово-комунального господарства та підвищення ефективності інженерних систем будівель. Використання теплових насосів на природних робочих тілах може стати перспективним напрямом розвитку екологічно безпечного теплопостачання, особливо для громадських будівель, житлових комплексів, навчальних закладів, медичних установ та об'єктів із цілорічною потребою в тепловій енергії.

Отже, аналіз літературних джерел показує, що теплові насоси є перспективним напрямом розвитку сучасних енергоефективних систем теплопостачання. Найбільш актуальними залишаються питання підвищення коефіцієнта перетворення енергії, вибору оптимального джерела низькопотенційної теплоти, застосування природних робочих тіл, зниження екологічного впливу та оцінки економічної доцільності впровадження таких систем. Саме тому дослідження ефективності роботи теплового насоса з використанням відновлюваних джерел енергії на природних робочих тілах є своєчасним і практично значущим.

Таблиця 1.1 – Порівняння техніко-економічних показників різних джерел теплопостачання

Показник	Газовий котел	Електрокотел	Тепловий насос на природному холодоагенті
ККД (або COP)	90–95 %	98–99 %	3,0–5,0
Витрати первинної енергії на отримання 1 кВт·год теплоти	1,05–1,10 кВт·год	1,00–1,02 кВт·год	0,20–0,35 кВт·год
Питоме споживання енергії для виробництва 1000 кВт·год теплоти	1050–1100 кВт·год газу	1000 кВт·год електроенергії	200–350 кВт·год електроенергії
Викиди CO ₂ , кг/1000 кВт·год теплоти	220–250	350–450*	70–150*
Використання відновлюваних джерел енергії	Ні	Ні	Так
Екологічна безпечність робочого тіла	Не застосовується	Не застосовується	Висока
Орієнтовні капітальні витрати	Низькі	Низькі	Високі
Орієнтовні експлуатаційні витрати	Середні	Високі	Низькі
Середній термін	—	—	4–8 років

Показник	Газовий котел	Електрокотел	Тепловий насос на природному холодоагенті
окупності			
Термін обладнання служби	12–15 років	10–15 років	15–25 років

*Показники викидів CO₂ для електрокотлів і теплових насосів залежать від структури генерації електроенергії в енергосистемі.

2ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ

Сучасний розвиток енергетичного сектору характеризується необхідністю зменшення споживання викопних палив, підвищення енергоефективності інженерних систем та скорочення негативного впливу на навколишнє середовище. Одним із найбільш перспективних напрямів вирішення зазначених завдань є впровадження теплових насосів, які використовують відновлювані джерела енергії та забезпечують високі показники енергетичної ефективності.

Традиційні системи теплопостачання, що працюють на природному газі, вугіллі або інших видах органічного палива, характеризуються значними витратами паливно-енергетичних ресурсів та викидами парникових газів. У сучасних умовах зростання вартості енергоносіїв і посилення екологічних вимог особливої актуальності набуває використання альтернативних технологій виробництва теплової енергії.

Теплові насоси дозволяють використовувати низькопотенційну теплоту навколишнього середовища, яка міститься в атмосферному повітрі, ґрунті або воді. Принцип роботи установки базується на перенесенні теплоти від джерела з низькою температурою до споживача з вищою температурою за рахунок витрат електричної енергії на роботу компресора. При цьому на кожен кіловат електричної енергії, спожитої тепловим насосом, може бути отримано від 3 до 5 кВт теплової енергії, що значно перевищує ефективність традиційних електричних систем опалення.

Важливим напрямом удосконалення теплонасосних систем є використання природних робочих тіл. До них належать діоксид вуглецю, аміак, пропан, ізобутан та вода. Застосування таких холодоагентів дозволяє суттєво знизити негативний вплив на довкілля, оскільки вони характеризуються низьким потенціалом глобального потепління та відсутністю руйнівного впливу на озоновий шар. Крім того, більшість

природних холодоагентів мають високі термодинамічні характеристики, що позитивно впливає на енергетичну ефективність теплонасосної установки. Економічна доцільність використання теплових насосів визначається співвідношенням початкових капітальних вкладень та майбутньої економії енергоресурсів. Незважаючи на вищу вартість обладнання порівняно з традиційними котельними установками, скорочення експлуатаційних витрат дозволяє забезпечити окупність системи протягом декількох років. Особливо ефективним є застосування теплових насосів на об'єктах із цілорічним споживанням теплової енергії та гарячої води.

Додатковим фактором економічної ефективності є можливість інтеграції теплонасосних установок із сонячними електростанціями та іншими відновлюваними джерелами енергії. У такому випадку частина електроенергії для роботи компресора виробляється безпосередньо на об'єкті, що дозволяє знизити витрати на електропостачання та підвищити енергетичну незалежність будівлі.

Для України впровадження теплових насосів є особливо актуальним через необхідність скорочення споживання природного газу, підвищення рівня енергетичної безпеки та виконання міжнародних екологічних зобов'язань. Значний потенціал відновлюваних джерел енергії, наявний на території країни, створює сприятливі умови для широкого використання теплонасосних технологій у житлових, громадських та промислових будівлях.

Таким чином, проведення дослідження ефективності роботи теплового насоса з використанням відновлюваних джерел енергії на природних робочих тілах є технічно та економічно обґрунтованим. Результати дослідження можуть бути використані для підвищення енергоефективності сучасних систем теплопостачання, зменшення експлуатаційних витрат і мінімізації негативного впливу на навколишнє середовище.

Аналіз ефективності теплових насосів (ТН) базується на розрахунку коефіцієнта перетворення (COP) та ексергетичного ККД. Він доводить, що використання природних робочих тіл (вуглеводні, діоксид вуглецю) спільно з відновлюваними джерелами енергії (ВДЕ) забезпечує високу продуктивність та є екологічно безпечним. [1, 2, 3, 4]

1. Критерії оцінки ефективності

Ефективність теплових насосів оцінюється за допомогою таких термодинамічних показників:

- **Коефіцієнт перетворення (COP):** Визначає співвідношення між корисною тепловою потужністю ($(Q_{\text{кор}})$) та витраченою електричною потужністю ($(N_{\text{ел}})$). Розраховується за формулою:
$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{кор}}}{N_{\text{ел}}}$$
 [1, 2, 3]
- **Ексергетичний ККД (η_{ex}):** Показує ступінь досконалості термодинамічного циклу порівняно з ідеальним циклом Карно. [1]
- **Сезонний коефіцієнт (SPF):** Вимірює продуктивність системи протягом року (враховує зміни температури джерела ВДЕ, наприклад, ґрунту чи повітря, та витрати на додаткові циркуляційні насоси). [1, 2]

2. Природні робочі тіла (холодоагенти)

Сучасні дослідження фокусуються на перехід від синтетичних фреонів на природні робочі тіла, щоб уникнути руйнування озонового шару ($\text{ODP}=0$) та мінімізувати вплив на глобальне потепління ($\text{GWP} \approx 0-3$): [1, 2, 3]

- **Вуглеводні (Пропан R290, Бутан R600, Ізобутан R600a):** Мають чудові термодинамічні властивості. Наприклад, теплові насоси на пропані можуть забезпечувати високу температуру подачі теплоносія (до 75° C), що робить їх ідеальними для систем радіаторного опалення. [1, 2]
 - **Діоксид вуглецю (CO₂, R744):** Демонструє високу ефективність у транскритичних циклах, особливо для приготування гарячої води (дозволяє безпечно нагрівати воду до 90° C і вище). [1, 2, 3]
 - **Аміак (R717):** Застосовується переважно в промислових теплових насосах великої потужності, забезпечуючи найвищу енергетичну ефективність серед аналогів. [1]
3. Інтеграція з ВДЕ
- Системи теплових насосів аналізуються залежно від використовуваного джерела низькопотенційної енергії: [1, 2]
- **Повітряні (повітря-вода):** Використовують тепло зовнішнього повітря. Їхній COP становить 2,5–3,5 за температури вище 0° C та падає до 1,5–2,0 при -20° C. [1, 2, 3]
 - **Ґртові (ґрунт-вода):** Використовують геотермальну енергію. Забезпечують стабільний та високий COP (від 3,5 до 5,0) протягом усього опалювального сезону завдяки стабільній температурі землі. [1]
 - **Водяні (вода-вода):** Використовують тепло ґрунтових чи поверхневих вод, демонструючи найвищі показники ефективності, проте потребують складних систем водозабору. [1]

4. Термодинамічний та техніко-економічний аналіз

Математичне моделювання та фізичні експерименти (зокрема, дослідження на базі Одеського національного технологічного університету) підтверджують, що оптимізація тиску в системах з природними холодоагентами дозволяє максимізувати COP. Показники теплових насосів з ВДЕ перевершують звичайні електричні котли у 3–5 разів з точки зору споживання електроенергії. [1, 2, 3, 4]

Які саме **відновлювані джерела енергії** (повітря, ґрунт чи вода) та **природні холодоагенти** (пропан, CO₂) вас цікавлять для розрахунку чи порівняльного аналізу? Це допоможе надати **детальні математичні формули** та **показники ефективності** саме для вашого об'єкта.

3 АНАЛІЗ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ З РІЗНИМИ ХОЛОДИЛЬНИМИ АГЕНТАМИ

Ефективність роботи теплового насоса значною мірою залежить від властивостей холодительного агента, який використовується в холодительному контурі. Робоче тіло визначає робочий тиск системи, температуру конденсації та випаровування, коефіцієнт перетворення енергії (COP), рівень безпеки та екологічні характеристики установки. У зв'язку з посиленням міжнародних вимог щодо захисту навколишнього середовища особливої актуальності набуває використання природних холодительних агентів, які характеризуються низьким потенціалом глобального потепління та відсутністю негативного впливу на озоновий шар.

Протягом тривалого часу в теплових насосах широко застосовувалися синтетичні холодоагенти R134a, R410A та R407C. Вони забезпечують стабільну роботу обладнання та мають добрі термодинамічні характеристики, однак характеризуються високими значеннями потенціалу глобального потепління (GWP). Це стало причиною поступового переходу до екологічно безпечніших альтернатив.

Серед сучасних холодительних агентів найбільший інтерес для теплонасосних систем становлять природні холодоагенти: діоксид вуглецю (R744), пропан (R290), аміак (R717), ізобутан (R600a) та вода (R718).

Аналіз наведених даних свідчить, що синтетичні холодоагенти поступово втрачають актуальність через високий показник GWP. Незважаючи на їх широке використання в існуючих системах, сучасні тенденції розвитку теплонасосної техніки спрямовані на впровадження природних робочих тіл.

Одним із найбільш перспективних холодительних агентів є пропан R290. Його термодинамічні характеристики дозволяють досягати високих значень коефіцієнта перетворення енергії та отримувати температуру теплоносія до 70–75 °C. Це робить його придатним для модернізації існуючих систем

опалення. Основним недоліком є горючість, що потребує дотримання додаткових вимог безпеки.

Порівняльна характеристика холодильних агентів

Холодоагент	Тип	GW P	OD P	Робочий тиск	CO P	Переваги	Недоліки
R410A	Синтетичний	2088	0	Високий	3,0–4,0	Поширеність, надійність	Високий GWP
R134a	Синтетичний	1430	0	Середній	3,2–4,2	Стабільна робота	Високий GWP
R744 (CO ₂)	Природний	1	0	Дуже високий	3,0–5,0	Екологічність, безпечність	Високий робочий тиск
R290 (Пропан)	Природний	3	0	Середній	4,0–5,5	Високий COP, низький GWP	Горючість
R717 (Аміак)	Природний	0	0	Середній	4,5–6,0	Найвища ефективність	Токсичність
R600a (Ізобутан)	Природний	3	0	Низький	3,5–5,0	Екологічність	Горючість
R718 (Вода)	Природний	0	0	Дуже низький	4,0–5,0	Абсолютна екологічність	Складність реалізації

Високу ефективність демонструють системи на аміаку R717. Такі установки широко застосовуються в промисловості завдяки високому COP та низьким експлуатаційним витратам. Проте токсичність аміаку обмежує його використання в житлових і громадських будівлях.

Особливий інтерес становлять теплонасосні установки на діоксиді вуглецю R744. Вони характеризуються високою екологічною безпечністю та

можуть забезпечувати нагрів води до температур понад 80 °С. Недоліком є необхідність роботи при високих тисках, що ускладнює конструкцію обладнання.

Для малопотужних теплонасосних систем перспективним є використання ізобутану R600a, який має добрі термодинамічні властивості та мінімальний вплив на навколишнє середовище. Водночас через його горючість необхідно передбачати відповідні заходи безпеки.

Аналіз сучасних досліджень показує, що найбільш перспективними холодильними агентами для теплових насосів найближчого майбутнього є R290 та R744. Вони забезпечують оптимальне поєднання енергетичної ефективності, екологічної безпеки та економічної доцільності. Саме тому більшість провідних виробників теплонасосного обладнання поступово переходять на використання природних робочих тіл замість традиційних фторвмісних холодоагентів.

Отже, застосування природних холодильних агентів є одним із головних напрямів розвитку сучасних теплонасосних технологій. Використання таких робочих тіл дозволяє підвищити енергоефективність установок, скоротити викиди парникових газів та забезпечити відповідність сучасним екологічним вимогам.

Порівняння теплових насосів на різних природних холодильних агентах

Таблиця 3.2 – Порівняння теплових насосів на холодоагентах R290, R744 та R717 за техніко-економічними показниками

Показник	R290 (Пропан)	R744 (CO ₂)	R717 (Аміак)
Тип холодоагенту	Природний	Природний	Природний
Потенціал глобального потепління (GWP)	3	1	0

Потенціал руйнування озонового шару (ODP)	0	0	0
Середній COP	4,2–5,5	3,0–4,5	4,5–6,0
Температура теплоносія на виході, °C	до 75	до 90	до 85
Робочий тиск у системі	Середній	Дуже високий	Середній
Енергоспоживання на виробництво 1000 кВт·год теплоти	180–240 кВт·год	220–330 кВт·год	170–220 кВт·год
Вартість обладнання (відносна оцінка)	Середня	Висока	Висока
Вартість монтажу	Середня	Висока	Висока
Рівень безпеки	Потребує захисту від займання	Високий	Потребує контролю витоків
Складність експлуатації	Низька	Середня	Висока
Типові сфери застосування	Житлові та громадські будівлі	Гаряче водопостачання, комерційні об'єкти	Промислові об'єкти
Орієнтовний термін окупності	4–6 років	6–9 років	5–8 років
Загальна оцінка перспективності	Висока	Середня	Висока для промисловості

Аналіз наведених показників свідчить, що найбільш збалансованим рішенням для сучасних теплонасосних систем є використання холодоагенту

R290 (пропану). Даний холодоагент характеризується високими значеннями коефіцієнта перетворення енергії, низьким потенціалом глобального потепління та відносно невисокими капітальними витратами на обладнання.

Холодоагент R744 (діоксид вуглецю) є одним із найбільш екологічно безпечних робочих тіл, проте необхідність роботи при високих тисках призводить до ускладнення конструкції обладнання та збільшення його вартості. Разом із тим використання CO₂ є перспективним для систем гарячого водопостачання та об'єктів із високими температурними режимами.

Найвищі показники енергоефективності демонструє аміак R717. Значення COP для таких установок може перевищувати 6,0, що забезпечує мінімальне енергоспоживання. Проте токсичність аміаку обмежує його застосування переважно промисловими підприємствами, де можуть бути реалізовані додаткові заходи безпеки.

На основі проведеного аналізу можна зробити висновок, що для теплонасосних установок, призначених для теплопостачання житлових та громадських будівель, найбільш доцільним є використання холодоагенту R290. Він забезпечує оптимальне поєднання енергоефективності, екологічної безпеки, економічної доцільності та відповідності сучасним вимогам до енергозберігаючих технологій.

для подальших розрахунків у роботі приймається тепловий насос на холодоагенті R290, оскільки це виглядає логічним обґрунтуванням вибору робочого тіла

4 РОЗРАХУНОК НОВАНТАЖЕННЯ В БУДИНКУ

Місце розташування об'єкту : місто Одеса

Найменування об'єкту : Котедж

Географічна широта: 48

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б.

Барометричний тиск – 760 мм рт. ст.

Температура повітря в приміщенні влітку – $t_{\text{т.з.}}^{\text{літо}} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Відносна вологість повітря в приміщенні влітку - $\phi_{\text{т.з.}}^{\text{літо}} = 50 \%$

$V_{\text{літо}} = 0,2 \text{ м/с}$

Температура повітря в приміщенні взимку – $t_{\text{т.з.}}^{\text{зима}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Відносна вологість повітря в приміщенні взимку - $\phi_{\text{т.з.}}^{\text{зима}} = 45 \%$

$V_{\text{зима}} = 0,2 \text{ м/с}$

Вибір розрахункових параметрів зовнішнього повітря визначається кліматичними умовами місцевості й призначенням ВКВ.

У нашому випадку, розрахункові параметри зовнішнього повітря, повинні відповідати класу [Б]. приймаємо наступні параметри:

Барометричний тиск – 760 мм рт. ст.

Ентальпія зовнішнього повітря влітку $h_{\text{зов.пов.}}^{\text{літо}} = 62 \text{ кДж/кг}$

Температура зовнішнього повітря влітку $t_{\text{зов.пов.}}^{\text{літо}} = 31 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Розрахункова швидкість повітря влітку $v_{\text{зов.пов.}}^{\text{літо}} = 3,3 \text{ м/с}$

Середньодобова амплітуда температури повітря $\Delta t = 8,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Ентальпія зовнішнього повітря взимку $h_{\text{зов.пов.}}^{\text{зима}} = -16,3 \text{ кДж/кг}$

Температура зовнішнього повітря взимку $t_{\text{зов.пов.}}^{\text{зима}} = -18 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Розрахункова швидкість повітря взимку $v_{\text{зов.пов.}}^{\text{зима}} = 11 \text{ м/с}$

4.1 Характеристика будівельних конструкцій

Вікна металопластикові подвійні $K_{\text{вік}} = 0.6 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$

Коефіцієнт теплопередачі для зовнішніх стін, $\text{Вт/(м}^2\text{К)}$:

$$k_n = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_{(n)i}}{\lambda_{(n)i}} + \frac{1}{\alpha_3} \right)^{-1},$$

$\delta(п)$ – товщина матеріалу покриття, м;

$\lambda(п)$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу покриття, Вт/(м·К);

$\alpha_{вн}$ – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні огороження до повітря приміщення, Вт/(м²·К);

α_3 – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішнього повітря до огороження приміщення, Вт/(м²·К).

На підставі експериментальних даних можна приймати:

$$\alpha_3 = 23 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \alpha_{вн} = 8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

$$k_n = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,008}{0,17} + \frac{0,025}{0,93} + \frac{0,2}{0,05} + \frac{0,16}{2,04} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,231 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Покриття $K_n = 0.231 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$; $m_{огор.} = 465,8 \text{ кг/м}^2$

Рубероїд	$\delta_1=0,008 \text{ м}$	$\lambda_1=0,17 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$	$\rho_1=600 \text{ кг/м}^3$
Цементно-пісочний шар	$\delta_2=0,025 \text{ м}$	$\lambda_2=0,93 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$	$\rho_2=1800 \text{ кг/м}^3$
Пінополістерол	$\delta_3=0,2 \text{ м}$	$\lambda_3=0,05 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$	$\rho_3=80 \text{ кг/м}^3$
З/б плита	$\delta_4=0,16 \text{ м}$	$\lambda_4=2,04 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$	$\rho_4=2500 \text{ кг/м}^3$

Коефіцієнт теплопередачі для зовнішніх стін, Вт/(м²·К):

$$k_{зс} = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_{(зс)i}}{\lambda_{(зс)i}} + \frac{1}{\alpha_3} \right)^{-1},$$

$\delta(зс)$ – товщина матеріалу стін, м;

$\lambda(зс)$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стін, Вт/(м·К);

$$k_{зс} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{0,2}{0,05} + \frac{0,004}{0,3} + \frac{0,4}{0,15} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,145 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Зовнішня стіна $K_{зс} = 0.145 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$; $m_{огор.} = 240 \text{ кг/м}^2$

Штукатурка	$\delta_1=0,02$ м	$\lambda_1=0,7$ Вт/м·К	$\rho_1=1600$ кг/м ³
Пінополістерол	$\delta_2=0,2$ м	$\lambda_2=0,05$ Вт/м·К	$\rho_2=80$ кг/м ³
2 шару гідроізолю	$\delta_3=0,004$ м	$\lambda_3=0,3$ Вт/м·К	$\rho_3=7$ кг/м ³
Пінобетон	$\delta_4=0,4$ м	$\lambda_4=0,15$ Вт/м·К	$\rho_4=400$ кг/м ³
Штукатурка	$\delta_5=0,02$ м	$\lambda_5=0,7$ Вт/м·К	$\rho_5=1600$ кг/м ³

Коефіцієнт теплопередачі через внутрішні огороження, Вт/(м²·К):

$$k_{ec} = \left(\frac{1}{2 \cdot \alpha_{en}} + \sum \frac{\delta_{(ec)i}}{\lambda_{(ec)i}} \right)^{-1},$$

$\delta(вс)$ – товщина матеріалу внутрішніх огорожень, м;

$\lambda(вс)$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу внутрішніх огорожень, Вт/(м·К);

$$k_{ec} = \left(\frac{1}{2 \cdot 8} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{0,380}{0,81} + \frac{0,02}{0,7} \right)^{-1} = 1,44 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

Внутрішня стіна $K_{вс} = 1.44$ Вт/(м²К) ;

Штукатурка	$\delta_1=0,02$ м	$\lambda_1=0,7$ Вт/м·К	$\rho_1=1600$ кг/м ³
Цегла глиняна	$\delta_2=0,380$ м	$\lambda_2=0,81$ Вт/м·К	$\rho_2=800$ кг/м ³
Штукатурка	$\delta_3=0,02$ м	$\lambda_3=0,7$ Вт/м·К	$\rho_3=1600$ кг/м ³

Коефіцієнт теплопередачі перегородки між поверхами, Вт/(м²К):

$$k_{nmn} = \left(\frac{1}{\alpha_{en}} + \sum \frac{\delta_{(nmn)i}}{\lambda_{(nmn)i}} + \frac{1}{\alpha_3} \right)^{-1},$$

$\delta(пмп)$ – товщина матеріалу перегородки, м;

$\lambda(пмп)$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу перегородки, Вт/(м·К);

$$k_{nmn} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{0,16}{0,02} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 3,29 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

Перегородки між поверхами $K_{пмп} = 3.29$ Вт/(м²К) ;

Штукатурка	$\delta_1=0,02$ м	$\lambda_1=0,7$ Вт/м·К	$\rho_1=1600$ кг/м ³
З/б плита	$\delta_2=0,16$ м	$\lambda_2=2,04$ Вт/м·К	$\rho_2=2500$ кг/м ³
Штукатурка	$\delta_3=0,02$ м	$\lambda_3=0,7$ Вт/м·К	$\rho_3=1600$ кг/м ³

4.1. Розрахунок теплоприпливів через огородження за спрощеним інженерним методом

3.1.1. Розрахунок теплоприпливів через зовнішні масивні огородження

Усі розрахунки проводимо для **приміщення №6**. Для інших приміщень рахуємо за аналогічним розрахунком і отримані данні заносимо в таблиці.

Теплоприпливи через покрівлю визначають за формулою:

$$Q_{кр} = k_1 \cdot k_{кр} \cdot F_{кр} \cdot \theta_{кр}, \text{ Вт},$$

k_1 – коефіцієнт, що враховує конструктивні особливості покрівлі, приймається: для двосхилої покрівлі з гарною вентиляцією горища – 0,75

$k_{кр}$ – коефіцієнт теплопровідності покрівлі, [Вт/(м²·К)];

$F_{кр}$ – площа горизонтальної проекції покрівлі, [м²];

$\theta_{кр}$ – умовний температурний напір між зовнішнім повітрям і повітрям у приміщенні. $\theta_{кр} = f(t_3, t_3-t_b, \Delta t_c, m.огр.)$; є складною функцією і визначається за таблицями в залежності від основних величин
таблиця 1. Приймаємо $\theta_{кр} = 11,5$

$$Q_{кр} = 0,75 \cdot 0,231 \cdot 23,6 \cdot 11,5 = 47,02 \text{ Вт}$$

№ приміщення	K_1	$K_{кр}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$F_{кр}, \text{м}^2$	$\theta_{кр}, (^\circ\text{C})$	$Q_{кр}, \text{Вт}$
1	0,75	0,231	23,6	11,5	47,02
2	0,75	0,231	24	11,5	47,82
3	0,75	0,231	38,2	11,5	76,11
4	0,75	0,231	28,1	11,5	56

Теплоприпливи через зовнішні огороження визначаємо за формулою:

$$Q_{з.с} = k_{ст} \cdot a \cdot (F_c + 0,5 \cdot F_3) \cdot \theta_{ст}, \text{ Вт},$$

де

$k_{ст}$ - коефіцієнт теплопередачі зовнішньої стіни, $[\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})]$;

$a = 0,9$ —коефіцієнт, що враховує затінення верхнього поверху стіни виступаючою покрівлею;

F_c – площа зовнішніх стін, освітлюваних сонцем, крім північної, $[\text{м}^2]$;

F_3 – площа затінених стін, включаючи північну, $[\text{м}^2]$;

$\theta_{ст}$ - умовний температурний напір через стіну між зовнішнім повітрям і повітрям у приміщенні. $\theta_{ст} = f(t_n, t_n - t_{в}, \Delta t_c, \text{м.огр.}, \text{колір.стін.})$, визначається по таблиці 2.

$$Q_{з.с} = 0,145 \cdot 0,9 \cdot (20,3 + 0,5 \cdot 34,4) \cdot 1,8 = 8,81 \text{ Вт}$$

№ приміщення	$K_{ст}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	a	$F_c, \text{м}^2$	$F_3, \text{м}^2$	$\theta_{кр}, (^\circ\text{C})$	$Q_{з.с.}, \text{Вт}$
1	0,145	1	15,1	47	1,8	10,1
2	0,145	1	20,3	34,4	1,8	9,79
3	0,145	1	20,3	35,9	1,8	9,98
4	0,145	0,9	20,3	34,4	1,8	8,81

Так як різниця температур між кондиційованим приміщенням і коридором менша 5°C , а температуру у суміжних кондиційованих

приміщеннях приймаємо однаковою, то теплоприливами Q_v через внутрішні стіни і огороження нехтуємо.

3.1.3 Надходження теплоти через засклені поверхні за рахунок сонячної радіації і теплопередачі

Теплоприпливи від сонячної радіації розраховують при температурі зовнішнього повітря більше 10 °С.

Теплоприпливи залежать від географічної широти, орієнтації будинку, часу року, розрахункової години. Теплоприпливи від сонячної радіації через засклені поверхні розраховують за формулою:

$$Q_{cp} = F \cdot [q_c \cdot k_p \cdot k_{заб} \cdot k_{зат} + k_o \cdot (t_z - t_v)], \text{ Вт} \quad (1.10)$$

де

$q_c = 40 \text{ Вт/м}^2$ - питомий тепловий потік внаслідок сонячної радіації (прямої та розсіяної) через чисте одинарне скло, визначається по таблиці 3 з посібника 1054 «Кондиціонування повітря».

$F = 3.2 \text{ м}^2$ – площа заскленої поверхні, що піддається прямій радіації;

$k_p = 0,72$, $k_{зат} = 0,5$ – коефіцієнти, що враховують, відповідно, вплив плетінь і конструкцій заскленої поверхні;

$k_{заб} = 0.75$ - затінення шторами, маркізами і т.д.

$$Q_{cp} = 3,2 \cdot [40 \cdot 0,72 \cdot 0,75 \cdot 0,5 + 0,6 \cdot (31 - 25)] = 46,08 \text{ Вт}$$

№	F, м ²	q _c , Вт/м ²	k _п	k _{зат}	k _{заб}	k _о	Δt, °С	Q _{cp} , Вт
---	-------------------	------------------------------------	----------------	------------------	------------------	----------------	--------	----------------------

приміщення								
1	6,4	40	0,72	0,5	0,75	0,6	6	96,16
2	3,2	40	0,72	0,5	0,75	0,6	6	46,08
3	3,2	40	0,72	0,5	0,75	0,6	6	46,08
4	3,2	40	0,72	0,5	0,75	0,6	6	46,08

3.1.4 Надходження теплоти за рахунок інфільтрації

Теплотою від інфільтрації $Q_{\text{інф}}$ можна знехтувати, так як людинопотік в приміщення малоресурсного будинку для відпочинку не великий і з урахуванням розмірів дверей об'єм повітря, проникаючого при відкриванні, також не суттєвий.

3.2 Тепловиділення від інших джерел

3.2.1 Розрахунок теплоприпливів від людей

Кількість теплоти, що виділяє людина, залежить:

- 1) від категорії роботи;
- 2) від температури усередині приміщення.

У розрахунку теплоприпливів від людей необхідно враховувати явні $Q_{\text{явн}}$, скриті $Q_{\text{скр}}$ та повні $Q_{\text{пол}}$ теплоприпливи :

$$Q_{\text{л}}^{\text{я}} = n \cdot q_{\text{я}}, \text{ Вт} \quad Q_{\text{л}}^{\text{п}} = n \cdot q_{\text{п}}, \text{ Вт} \quad Q_{\text{л}}^{\text{ск}} = n \cdot q_{\text{ск}}, \text{ Вт} \quad (1.13)$$

де

$q_{\text{я}}$, $q_{\text{п}}$, $q_{\text{ск}}$ – питомі кількості теплоти, відповідно, явної, повної, скритої, що виділяються однієї людиною, Вт/чол; (табл.4 методичних вказівок №1054)

n - кількість людей.

$$Q_{\text{л}}^{\text{я}} = 2 \cdot 58 = 116 \text{ Вт} \quad Q_{\text{л}}^{\text{ск}} = 2 \cdot 35 = 70 \text{ Вт} \quad Q_{\text{л}}^{\text{п}} = 2 \cdot 93 = 186 \text{ Вт}$$

№ приміщення	п, чол.	q _я , Вт/чол	q _{ск} , Вт/чол	q _п , Вт/чол	Q _{явн} , Вт	Q _{ск} , Вт	Q _п , Вт
1	10/3	58/64	35/81	93/145	772	593	1365
2	2	58	35	93	116	70	186
3	2	58	35	93	116	70	186
4	2	58	35	93	116	70	186

3.2.2 Розрахунок теплоприпливів від устаткування

Кількість теплоти, яка виділяється механічним устаткуванням, визначається за формулою:

$$Q_{\text{об}} = k_{\text{од}} \cdot k_{\text{загр}} \cdot \xi \sum_{i=1}^n N_y, \text{ Вт}$$

де

$k_{\text{од}} = 0,8$ – коефіцієнт одночасності;

$k_{\text{загр}} = 0,4$ – коефіцієнт навантаження, що характеризує відношення дійсної потужності до номінальної або встановленої;

$\sum N_y = 2000$ – номінальна потужність, [Вт];

$\xi = 0,5$ – витрачена частина потужності і теплоти, яка приймається:

$$Q_{\text{об}} = 0,8 \cdot 0,4 \cdot 0,5 \cdot 2000 = 320 \text{ Вт}$$

Данні тепловиділення $Q_{\text{об}}$ розраховуємо тільки для приміщення №2

3.2.3 Розрахунок теплоприпливів від нагрітих поверхонь

Тепловиділення нагрітих поверхонь визначають за рівнянням теплопередачі:

$$Q_{\text{н.п}} = \alpha \cdot F_{\text{н.п}} \cdot (t_{\text{пов}} - t_{\text{в}}), \text{ Вт} \quad (1.15)$$

де

$\alpha = 315$ – коефіцієнт теплопередачі зовнішньої поверхні, $[\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})]$;

$F_{\text{н.п}} = 0,2$ – площа нагрітої поверхні, $[\text{м}^2]$;

$t_{\text{пов}} = 150$ – температура нагрітої поверхні, $[\text{°C}]$;

$t_{\text{в}} = 25$ – температура повітря в приміщенні, $[\text{°C}]$.

$$Q_{\text{н.п}} = 315 \cdot 0,2 \cdot (150 - 25) = 7875 \text{ Вт}$$

Данні тепловиділення $Q_{\text{п}}$ розраховуємо тільки для приміщення №2

3.2.4 Розрахунок теплоприпливів від штучного освітлення

Розрахунок теплоприпливів від штучного освітлення визначають за формулою:

$$Q_{\text{осв.}} = \beta \cdot \Sigma \cdot N_{\text{осв.пр.}}, \text{ Вт}$$

де

$N_{\text{осв.пр.}}$ – потужність лампи, $[\text{Вт}]$;

Σ – сума освітлювальних приладів;

β – коефіцієнт, що враховує частку теплоти, яка передається у вищерозташоване приміщення, приймають:

- 1) для люстр $\beta = 1$;
- 2) для світильників, розташованих на стелі, $\beta = 0,5$

$$Q_{\text{осв.}} = 0,5 \cdot 4 \cdot 20 = 40 \text{ Вт}$$

№ приміщення	β	Σ	$N_{\text{осв.пр.}}, \text{ Вт}$	$Q_{\text{осв.}}, \text{ Вт}$
1	1	12	20	240
2	0,5	4	20	40
3	0,5	4	20	40
4	0,5	4	20	40

3.2.5 Тепловиділення від їжі, що вистигає

При проектуванні СКП у приміщеннях громадського харчування тепловиділення від їжі, що вистигає, визначають за формулою:

$$Q_{\dot{i}} = mC(t_n - t_k)n/z, \text{ Вт} \quad (1.18)$$

де

$m = 0,5$ кг - середня вага блюд, яка приходить на одну людину, що обідає, приймається;

C – середня теплоємність блюд, приймається $C = 3,35$ кДж/(кг·К);

$t_n = 70$ °С – середня температура блюд;

$t_k = 40$ °С - температура в момент споживання;

$z = 1$ – тривалість прийому їжі одним відвідувачем

$n = 10$ – число місць в обідній залі.

$$Q_{\dot{i}} = 0,5 \cdot 3,35(70-40) \cdot 10 \cdot 1 = 502,5 \text{ Вт}$$

Данні тепловиділення Q_n розраховуємо тільки для приміщення №2

3.2.6 Розрахунок основних теплоприпливів з відкритої поверхні гарячої води

Для розрахунку явних теплоприпливів:

$$Q_{\text{явн}}^{\text{от.п.в.}} = (5.6+4v) \cdot (t_w - t_n) \cdot F, \text{ Вт}$$

де $F = 0,5$ – площа поверхні гарячої води, [м²];

$v = 0,2$ – швидкість руху повітря над поверхнею води, [м/с];

$t_w = 60$ – температура обробки водою, [°С];

$t_n = 40$ – температура поверхні, [°С].

$$Q_{\text{явн}}^{\text{от.п.в.}} = (5.6+4 \cdot 0,2) \cdot (60 - 40) \cdot 0,5 = 64 \text{ Вт}$$

Данні тепловиділення $Q_{\text{явн}}^{\text{от.п.в.}}$ розраховуємо тільки для приміщення №2

4. Розрахунок вологовиділень

Розрахунок вологовиділень проводимо для **приміщення №2**. Для інших приміщень рахуємо за аналогічним розрахунком і отримані данні заносимо в таблиці.

4.1 Вологовиділення від людей

Вологовиділення від людей визначають за формулою:

$$W_{\text{л}} = n \cdot w_{\text{п}}, \text{ кг/с,} \quad)$$

де

$w_{\text{п}}$ – питомі вологовиділення, що залежать від температури приміщення,
[кг/с];

n - кількість людей.

$$W_{\text{л}} = (3 \cdot 4,17 + 10 \cdot 1,39) \cdot 10^{-5} = 26,41 \cdot 10^{-5} \text{ кг/с}$$

№ приміщення	n	$w_{\text{п}}$, кг/с	$W_{\text{л}}$, кг/с
1	3/10	150/50	$26,41 \cdot 10^{-5}$
2	2	50	$2,78 \cdot 10^{-5}$
3	2	50	$2,78 \cdot 10^{-5}$
4	2	50	$2,78 \cdot 10^{-5}$

4.2. Вологовиділення з поверхні відкритої води, вологої або мокрої підлоги

Вологовиділення з поверхні відкритої води, вологої або мокрої підлоги визначають за рівнянням:

$$W_{\text{в}} = \sigma \cdot F \cdot (d''_{\text{в}} - d_{\text{в}}), \text{ кг/с,}$$

де

$\sigma = \alpha_y / C_p = 0,007 / 1,023 = 0,0068$ - співвідношення Л' юіса;

$C_p = C_c + C_n d_{cp} = 1,006 + 1,86 \cdot 0,009 = 1,023$ [кДж/(кг·К)] - теплоємність

вологого повітря,

$F = 0,3$ - площа відкритої поверхні води, [м²];

$d''_y = 0,018$ - вологовміст насиченого повітря в приміщенні, [кг/кг];

$d_b = 0,01$ - вологовміст повітря в приміщенні, [кг/кг];

$$W_b = 0,0068 \cdot 0,3 \cdot (0,018 - 0,01) = 0,000016 \text{ кг/с}$$

Данні вологоділення W_n розраховуємо тільки для приміщення №2

4.4 Вологовиділення від гарячої їжі

Вологовиділення від гарячої їжі в приміщеннях громадського харчування визначають за формулою:

$$W_{\tilde{i}} = k \cdot m \cdot C \cdot (t_n - t_k) \cdot n / (z(2500 + 1,8 \cdot t_{cp})) \quad (1.24)$$

де $k = 0,34$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність споживання їжі, а також наявність жирової плівки, що утрудняє випар вологи;

$m = 0,5$ кг - середня маса блюд на одну людину, що обідає;

$C = 3,35$ кДж/(кг·К) – середня теплоємність блюд;

$t_n = 70$ °С – середня температура блюд, що надходять до обідньої зали;

$t_k = 40$ °С - теж у момент споживання;

$z = 1$ – тривалість прийому їжі одним відвідувачем

$n = 10$ – число місць в обідній залі;

$t_{cp} = (t + t_k) / 2 = 55$ – середня температура їжі, [°С].

$$W_i = 0,34 \cdot 0,5 \cdot 3,35 \cdot (70-40) \cdot 10 / (1 \cdot (2500 + 1,8 \cdot 55)) = 0,0000183 \text{ кг/с}$$

Данні вологоділення W_n розраховуємо тільки для приміщення №2

4.5 Вологовиділення від інфільтрації

Вологовиділеннями від інфільтрації можна знехтувати, так як людинопотік в приміщення малоресурсного будинку для відпочинку не великий і з урахуванням розмірів дверей об'єм повітря, проникаючого при відкриванні, також не суттєвий.

№ приміщення	$Q_{кр}, \text{Вт}$	$Q_{зс}, \text{Вт}$	$Q_{ср}, \text{Вт}$	$Q_{п}, \text{Вт}$	$Q_{об}, \text{Вт}$	$Q_{осв}, \text{Вт}$	$Q_{нп}, \text{Вт}$	$Q_i, \text{Вт}$	$\Sigma Q, \text{Вт}$
1	0	10,1	96,16	1365	320	240	7875	502,5	10408,8
2	0	9,79	46,08	186	0	40	0	0	281,9
3	0	9,98	46,08	186	0	40	0	0	282
4	47,02	8,81	46,08	186	0	40	0	0	327,9

№ приміщення	$W_{л}, \text{кг/с}$	$W_{в}, \text{кг/с}$	$W_i, \text{кг/с}$	$\Sigma W, \text{кг/с}$
1	$26,41 \cdot 10^{-5}$	$1,6 \cdot 10^{-5}$	$1,83 \cdot 10^{-5}$	$29,81 \cdot 10^{-5}$
2	$2,78 \cdot 10^{-5}$	0	0	$2,78 \cdot 10^{-5}$
3	$2,78 \cdot 10^{-5}$	0	0	$2,78 \cdot 10^{-5}$
4	$2,78 \cdot 10^{-5}$	0	0	$2,78 \cdot 10^{-5}$

$$Q_{\text{явн}} = \Sigma Q - Q_{\text{скр}}$$

$$Q_{\text{явн}} = 12701 - 1212 = 11489 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{скр}} = \Sigma W \cdot (r_0 - 2,3 \cdot t_w^{\text{п}})$$

$$Q_{\text{скр}} = 49,27 \cdot 10^{-5} \cdot (2500 - 2,3 \cdot 17,5) = 1212 \text{ Вт}$$

Визначаємо тепловологісну характеристику

$$\varepsilon = \frac{\Sigma Q}{\Sigma W}, \text{ кДж/кг} \quad (3.35)$$

$$\varepsilon = \frac{12,701}{0,0004927} = 25778 \text{ кДж/кг}$$

№ приміщення	Q _{пов} , Вт	W _{пов} , кг/с	ε, кДж/кг	G, кг/с
1	10408,8	29,81 · 10 ⁻⁵	34917	1,89
2	281,9	2,78 · 10 ⁻⁵	10140	0,042
3	282	2,78 · 10 ⁻⁵	10140	0,042
4	327,9	2,78 · 10 ⁻⁵	11799	0,051

$$\varepsilon_{\text{сред}} = 14915 \text{ кДж/кг}$$

Розрахунок тепловиділень для холодного періоду року

Для холодного періоду року перераховуємо тільки теплоприливи через зовнішні масивні огороження.

3.1.1. Розрахунок теплоприливів через зовнішні масивні огороження

Усі розрахунки проводимо для **приміщення №6**. Для інших приміщень рахуємо за аналогічним розрахунком і отримані данні заносимо в таблиці.

Теплоприливи через покрівлю визначають за формулою:

$$Q_{\text{кр}} = k_{\text{кр}} \cdot F_{\text{кр}} \cdot \Delta t, \text{ Вт}, \quad (1.7)$$

$k_{кр}$ – коефіцієнт теплопровідності покрівлі, приймається з теплового періоду [Вт/(м²·К)];

$F_{кр}$ – площа горизонтальної проекції покрівлі, [м²];

$\Delta t = t_{вн} - t_{зов} = 20 - (-18) = 38^{\circ}\text{C}$ – різниця між температурою повітря в приміщенні та зовнішньою температурою

$$Q_{кр} = 0,231 \cdot 23,6 \cdot 38 = 207,16 \text{ Вт}$$

№ приміщення	$K_{кр}$, Вт/(м ² ·К)	$F_{кр}$, м ²	Δt , (°C)	$Q_{кр}$, Вт
1	0,231	23,6	38	-207,16
2	0,231	24	38	-210,67
3	0,231	38,2	38	-335,32
4	0,231	28,1	38	-246,66

Теплоприпливи через зовнішні огороження визначаємо за формулою:

$$Q_{з.с} = k_{ст} \cdot F_c \cdot \Delta t, \text{ Вт}, \quad (1.8)$$

де

$k_{ст}$ – коефіцієнт теплопередачі зовнішньої стіни, приймається з теплового періоду [Вт/(м²·К)];

F_c – площа зовнішніх стін, [м²];

$$Q_{з.с} = 0,145 \cdot 34,4 \cdot 38 = 189,54 \text{ Вт}$$

№ приміщення	$K_{ст}$, Вт/(м ² ·К)	F_c , м ²	$\theta_{кр}$, (°C)	$Q_{з.с.}$, Вт
1	0,145	47	38	-258,97
2	0,145	34,4	38	-189,54
3	0,145	35,9	38	-197,81
4	0,145	34,4	38	-189,54

3.1.2 Надходження теплоти через внутрішні огороження

Так як різниця температур між кондиційованим приміщенням і коридором менша 5°C , а температуру у суміжних кондиційованих приміщеннях приймаємо однаковою, то теплоприливами Q_v через внутрішні стіни і огороження нехтуємо.

3.1.3 Надходження теплоти через засклені поверхні

Теплоприливи через засклені поверхні розраховують за формулою:

$$Q_{\text{заскл.пов.}} = F \cdot k_o \cdot \Delta t, \text{ Вт} \quad (1.10)$$

де

$F = 3,2 \text{ м}^2$ – площа заскленої поверхні;

k_o = коефіцієнт теплопередачі засклених поверхонь, приймається з теплового періоду $[\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})]$;

$$Q_{\text{заскл.пов.}} = 3,2 \cdot 0,6 \cdot 38 = 46,08 \text{ Вт}$$

№ приміщення	F, м^2	k_o , $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$	Δt , $^{\circ}\text{C}$	$Q_{\text{ср}}$, Вт
1	6,4	0,6	38	-145,92
2	3,2	0,6	38	-72,96
3	3,2	0,6	38	-72,96
4	3,2	0,6	38	-72,96

Надходження теплоти за рахунок інфільтрації

Теплотою від інфільтрації $Q_{\text{інф}}$ можна знехтувати, так як людинопотік в приміщення малоресурсного будинку для відпочинку не великий і з урахуванням розмірів дверей об'єм повітря, проникаючого при відкриванні, також не суттєвий.

№ приміщення	$Q_{\text{кр}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{зс}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{в}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{заскл.пов}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{інф}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{зовн.огор.}}, \text{Вт}$
1	0	-258,97	0	-145,92	0	-404,9
2	0	-189,54	0	-72,96	0	-262,5
3	0	-197,81	0	-72,96	0	-270,8
4	-207,16	-189,54	0	-72,96	0	-469,7

Загальні тепло- і влаговиділення в приміщеннях в холодний період року
Враховуючи, що в холодний період року приміщення опалюються, компенсація теплоприливів через зовнішні масивні огороження за рахунок опалення складає 45%.

$$\Sigma Q = 0,45 \cdot Q_{\text{зовн.огор.}}$$

$$\Sigma Q = 0,45 \cdot (-469,66) = -211,35 \text{ Вт}$$

№ приміщення	$Q_{\text{зовн.огор.}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{п}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{об}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{осв}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{нп}}, \text{Вт}$	$Q_{\text{і}}, \text{Вт}$	$\Sigma Q, \text{Вт}$
1	-404,9	1365	320	240	7875	502,5	9897,6
2	-262,5	186	0	40	0	0	-36,5
3	-270,8	186	0	40	0	0	-44,8
4	-469,7	186	0	40	0	0	-243,7

$$\varepsilon_{\text{серед}} = 14670 \text{ кДж/кг}$$

ак, для розрахунку теплового насоса для будинку беруть такі основні кроки.

ПІДБІР ОБЛАДНАННЯ

1. Визначити тепловтрати будинку

Орієнтовно можна рахувати так:

$$Q = S \times q$$

де:

Q — потрібна теплова потужність, кВт;

S — площа будинку, м²;

q — питомі тепловтрати, Вт/м².

Орієнтовні значення:

Стан будинку	q, Вт/м ²
Добре утеплений новий будинок	40–60
Середнє утеплення	70–90
Старий або погано утеплений будинок	100–130

Приклад:

Будинок 150 м², середнє утеплення:

$$150 \times 80 = 12\,000 \text{ Вт} = \mathbf{12 \text{ кВт}}$$

Отже, потрібен тепловий насос приблизно **12 кВт**.

2. Додати запас потужності

Зазвичай додають **10–20%**:

$$12 \text{ кВт} \times 1,15 = \mathbf{13,8 \text{ кВт}}$$

Тобто можна прийняти тепловий насос **14 кВт**.

3. Врахувати гаряче водопостачання

Якщо насос ще гріє воду, додають приблизно:

- 1–2 кВт для 2–3 людей;
- 2–3 кВт для 4–5 людей.

Для будинку 150 м² і сім'ї 4 людини:

$$14 \text{ кВт} + 2 \text{ кВт} = \mathbf{16 \text{ кВт}}$$

Орієнтовний результат: для такого будинку потрібен тепловий насос **15–16 кВт**.

4. Орієнтовне споживання електроенергії

Якщо COP = 4:

$$16 \text{ кВт тепла} / 4 = \mathbf{4 \text{ кВт електроенергії}}$$

Тобто для виробництва 16 кВт тепла насос споживатиме приблизно **4 кВт електроенергії**.

Розрахунок теплової потужності теплового насоса виконується на основі визначення тепловтрат будинку. Орієнтовна теплова потужність системи визначається за формулою:

$$Q = S \cdot q,$$

де Q — необхідна теплова потужність теплового насоса, Вт; S — опалювальна площа будинку, м²; q — питомі тепловтрати будівлі, Вт/м².

Для будинку площею 150 м² із середнім рівнем теплоізоляції питомі тепловтрати приймаються на рівні 80 Вт/м². Тоді:

$$Q = 150 \cdot 80 = 12000 \text{ Вт} = 12 \text{ кВт.}$$

З урахуванням резерву потужності 15%:

$$Q_p = 12 \cdot 1,15 = 13,8 \text{ кВт.}$$

Якщо тепловий насос використовується також для гарячого водопостачання, додатково приймається 2 кВт теплової потужності. Отже, загальна розрахункова потужність становить:

$$Q_{\text{заг}} = 13,8 + 2 = 15,8 \text{ кВт.}$$

Таким чином, для забезпечення опалення та гарячого водопостачання будинку площею 150 м² доцільно прийняти тепловий насос потужністю 16 кВт.

У вашій роботі тема дуже актуальна, а структура вже виглядає досить повною:

4. 1 Гідравлічний розрахунок трубопроводів та підбір теплового насосу насосу

Циркуляція теплоносія в контурах системи тепло/ холодопостачання, заповнення систем і створення надлишкового тиску в них забезпечуються за допомогою насосів. Також як і компресори, насоси класифікуються за способом, за допомогою якого здійснюється підвищення тиску і діляться на об'ємні і динамічні. До категорії об'ємних відносяться поршневі, гвинтові, шестерінчасті насоси, до динамічних - в основному відцентрові. Відцентрові насоси - найпоширеніший тип насосів як складова частина систем холодопостачання. Вибір насоса виробляється на основі його характеристик і

особливостей вживання (хімічний склад переміщуваного середовища, габаритні показники і так далі).

Для розділення, об'єднання, гідравлічної ув'язки окремих ділянок системи холодопостачання, регулювання її в процесі експлуатації і так далі використовується трубопровідна арматура. Це замочні і регулюючі вентилі, зворотні клапани, запобіжні клапани і багато що інше. Трубопровідна арматура холодильних систем може бути як фреоновою, для використання у фреоновому контурі холодильних машин так і водяний, для систем водяного охолодження.

У циркуляційній системі рух рідини відбувається під дією різниці тисків нагнітання і всмоктування, створюваною при роботі насоса. При цьому рідина рухається від точок системи з більшим тиском до точок з меншим.

При русі рідини по системі відбуваються втрати тиску : на тертя об стінки труби і в місцевих опорах.

Виконаємо гідравлічний розрахунок нашої мережі.

Загальна довжина труб дорівнює:

$$L_{тр}^{заг} = 4м$$

Витрата рідини:

$$V = 1.63 л / с$$

Швидкість руху рідини приймаємо рівною $\omega = 0,85 м/с$.

Визначимо внутрішній діаметр труби:

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{V * 10^{-3}}{0.785 * \omega}} = \sqrt{\frac{1.63 * 10^{-3}}{0.785 * 0.85}} = 0.049(м) \quad (5.26)$$

де $v=0,85 м/с$ – заздалегідь задана швидкість води в трубопроводі (не більш $1,5м/с$)

$V=1,63 л/с$ – витрата рідини

Вибираємо поліпропіленову трубу Pilsa PN25 із зовнішнім діаметром $D=75мм$ і завтовшки стінки $t=12,6мм$. Уточнимо внутрішній діаметр труби:

$$d_{\text{вн}} = D - 2t = 75 - (2 * 12.6) = 49.8(\text{мм}) \quad (5.27)$$

Уточнимо швидкість руху рідини в трубопроводі:

$$\omega = \frac{V * 10^{-3}}{0.785 * d_{\text{вн}}^3} = \frac{1.63 * 10^{-3}}{0.785 * 0.0498^3} = 0.84(\text{м/с})$$

Визначаємо динамічний тиск:

$$\frac{\rho * \omega^2}{2} = \frac{974.8 * 0.84^2}{2} = 344(\text{Па})$$

де ρ - щільність води при $t = 75^\circ\text{C}$

Розраховуємо число Рейнольдса:

ν - коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини, $\text{м}^2/\text{с}$

Втрати тиску від тертя на довжині 1м:

Втрати тиску по усій довжині труби:

$$R * L_{\text{тр}}^{\text{заг}} = 83 * 4 = 332(\text{Па})$$

Втрати тиску в місцевих опорах:

$$Z = \sum \xi * \frac{\rho * \omega^2}{2} + \Delta_{P_{\text{гн}}}, (\text{Па})$$

$$Z = ((2 * 1.2) + (2 * 5.7) + 1.2) * 344 + 2300 = 7460(\text{Па})$$

де, ξ - коефіцієнти місцевих опорів:

- угольник 90° $\xi = 1.2$

- вентиль $\xi = 5.7$

- тройник $\xi = 1.2$

$\Delta_{P_{\text{гн}}}$ - гідравлічний опір повітрянагрівача, Па.

Сумарні втрати:

$$\Delta P = R * L_{\text{тр}}^{\text{заг}} + Z = 332 + 7460 = 7792(\text{Па})$$

(5.36)

Визначимо необхідний натиск насоса:

$$H = \frac{\Delta P}{\rho * g} = \frac{7792}{974,8 * 9.8} = 0.816(м)$$

(5.37)

Вибираємо насос Wilo – Stratos ECO 30/1-5 BMS. Потужність насоса складає 0,047кВт.

Wilo - Stratos ECO - це економічний циркуляційний насос з мокрим ротором для систем водяного опалювання, кондиціонування, закритих контурів охолодження і для промислових циркуляційних установок.

Має функцію автоматичного регулювання, що дозволяє заощадити до 80% електроенергії.

Таблиця 5.1- Розрахунок трубопроводів для повітронагрівачів

№ Гілянки	1	2	3
Витрата води V, л/с	1,63	0,54	0,214
Довжина ділянки l, м	4	4	4
Внутр. діаметр труби (розр) d_{en} , м	0,049	0,028	0,018
Внутр. діаметр труби (Прийнят.) d_{en} , м	0,0498	0,0332	0,0166
Швидкість води (уточнена) v, м/с	0,84	0,62	0,99
Динамічний тиск $(\rho v^2)/2$, Па	344	187	478
Критерій Рейнольдса, Re	107500	52920	42250
Коефіцієнт опору по довжині, λ	0,012	0,018	0,035
Втрати тиску від тертя R, Па/м	83	101	1008
Втрати тиску по усій довжині $R * l$, Па	332	404	4032
Втрати тиску в місцевих опорах, Па	7460	15000	8670
Сумарні втрати, ΔP , Па	7792	15404	12700
Необхідний натиск насоса, м	0,816	1,61	1,33

5 ТЕРМОЕКОНОМІЧНА МОДЕЛЬ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ТЕПЛОВОГО НАСОСА НА ПРИРОДНИХ РОБОЧИХ ТІЛА

Головна ідея методу полягає в побудові термoeкономiчної моделi, що дозволяє представити замкнену схему холодильної установки зі зворотними зв'язками у вигляді ланцюжка окремих зон або розгалуженого ланцюжка, що значно спрощує розрахунки.

При такому підході неминуче повинні бути порушені деякі зв'язки, що існують у замкненій схемі. Для того, щоб не спотворювалися фізичні закономірності, у термoeкономiчній моделі потрібно використовувати такі параметри, які інваріантні щодо виконуваних перетворень. При цьому потрібно також урахувати, що енергія в холодильній установці може передаватися як у формі теплоти, так і у формі механічної роботи. Ці особливості можуть бути враховані, якщо в ролі єдиного носія інформації про перетворення енергії в холодильній установці використовувати потік ексергії.

Термoeкономiчна модель холодильної установки відбиває зміни та перетворення основного потоку ексергії, що забезпечує одержання кінцевого ефекту. Вона зображує будь-яку холодильну установку у вигляді послідовно з'єднаних зон, у яких відбувається дисипація енергії. Ця ідея з успіхом була реалізована в цілому ряді робіт В.В.Оносовського для різних холодильних машин і установок у їхньому стаціонарному й динамічному режимах роботи. Надалі саме ці ідеї використовуються для вибору оптимальних режимів роботи холодильних установок.

Ексергія теплоти Q (коли температура речовини T більша, ніж температура довкілля T_{oc}), визначається виразом:

$$e = Q \cdot \left(\frac{T - T_{oc}}{T} \right) = Q \cdot \left(1 - \frac{T_{oc}}{T} \right)$$

У кожній зоні враховуються питомі амортизаційні відрахування і затрати на поточний ремонт z_{ij} відповідних елементів устаткування визначаються за формулою:

$$z_{ij} = \frac{(K_{nij} + K_{rij}) \cdot C_{ij}}{\tau_p}$$

де K_{nij} - нормативний коефіцієнт амортизаційних відрахувань для i -го елемента;

K_{rij} - відсоток відрахувань на поточний ремонт; C_{ij} - вартість i -го елемента установки, грн.; τ_p - число годин роботи устаткування в році, годин/рік.

Розглянуто оптимізацію процесів охолодження, яка зводиться до визначення мінімального значення приведених витрат (з урахуванням зволожуючого обладнання) за рік на вміст і роботу установки:

При побудові термoeкономiчної моделi прийняті такі допущення :

- не враховувалися тепловтрати через зовнішню поверхню обладнання даної установки при теплообміні робочого тіла з навколишнім середовищем (T_{oc});

- втрати тиску в запірній арматурі, в водяних та амiачних трубопроводах враховувалися за укрупненими показниками в сумі втрат тиску відповідних апаратів;

- не враховувалися вартість будівлі машинного відділення, чисельність і фонд заробітної плати обслуговуючого персоналу, вартість початкової заправки системи маслом і холодоагентом;

- не враховувалися вартість арматури, елементів автоматики, трубопроводів і допоміжного устаткування (лінійних і дренажних ресиверів, маслосборнік і масловіддільників);

- перегрів усмоктуваного в компресор пари $\Delta T_{\text{п}}$ і охолодження рідкого робочого тіла перед регулюючим вентилем $\Delta T_{\text{ж}}$ не підлягає оптимізації а приймається за літературним даними.

У прийнятому варіанті схеми необхідна холодопродуктивність установки повина бути забезпечена при прийнятому наборі стандартного устаткування. При цьому число одиниць відповідного обладнання, що забезпечує оптимальну експлуатацію холодильної установки, має бути визначено на підставі термoeкономічного аналізу

Від зовнішнього джерела до системи підводиться енергія (ексергія) із ціною $C_{\text{ел}}$, (грн/кВт-годину) для приводу електродвигуна компресора e_{11} , електродвигуна насоса, (вентилятора) охолоджуване середовища e_{13} , електродвигуна насоса проміжного хладоносія e_{22} , електродвигуна вентилятора повітроохолоджувача e_{32} , електродвигуна насосу зволожувача e_{42} . Від зовнішнього джерела підводить також охолодна вода в кількості V_{12} , м^3 / годину, ціною C_w , грн/ м^3 . При використанні конденсаторів з повітряним охолодженням $C_w=0$. У середині системи передається ексергія із зони 1 у зону 2 - e_1 , із зони 2 у зону 3 - e_3 . У результаті роботи системи повинна бути отримана наведена холодопродуктивність $e_{\text{охл}}$.

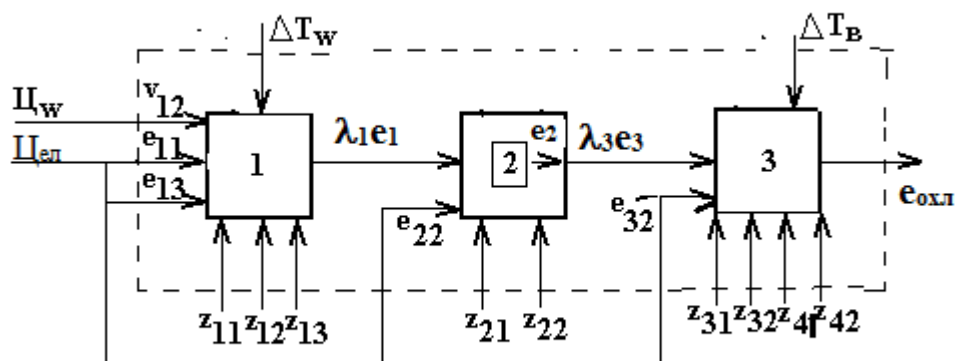


Рис 2.3. Термoeкономічна модель роботи теплового насосу

Критерієм оптимізації (цільовою функцією) обрані приведені витрати (ПВ), які для розглянутого випадку можуть бути описані виразом

$$\begin{aligned} \text{ПВ} = & [\text{Ц}_{\text{ел}} (e_{11} + e_{13} + e_{22} + e_{32} + e_{42}) + \text{Ц}_w V_{12} + z_{11} + z_{12} + z_{13} + z_{21} + z_{22} + \\ & + z_{31} + z_{32} + z_{41} + z_{42}] \tau_p . \end{aligned} \quad (2.4)$$

де V_{12} – щосекундна витрата води в конденсаторі 12; e_{11} – ексергія, що споживається електродвигуном компресора 11; e_{13} – ексергія, що споживається електродвигуном водяного насоса 13; e_{22} – ексергія, що споживається електродвигуном вентилятора 22; e_{32} – ексергія, що споживається електродвигуном вентилятора повітроохолоджувача; e_{42} – ексергія, що споживається електродвигуном насоса зволожувача; $z_{11}, z_{12}, z_{13}, z_{31}, z_{32}, z_{41}, z_{42}$ – нормативні відрахування від вартості та витрати на ремонт і експлуатацію компресора 11, конденсатора 12, водяного насоса 13, охолоджувача 31, вентилятора 32, зволожувача 41, тепловий насосу з електродвигуном 42, відповідно, τ_p – кількість робочих годин у рік. Для отриманого значення $Q_{\text{охл}}$

При отриманому значенні $Q_{\text{охл}}$

$$\text{ПВ} = \text{ПВ} (\Delta T_w, \Delta T_b). \quad (2.5)$$

З обмеженнями: $\Theta_K = f(\Delta T_w)$ та $\Theta_0 = f(\Delta T_b)$

Виходячи з того що експлуатаційні та капітальні витрати, як відомо, мають протилежний вплив на загальну величину витрат, обрана цільова функція дозволяє знайти оптимальне рішення режиму роботи даної холодильної установки.

Як було показано в літературному огляді, неправомірність вибору в якості незалежних змінних взаємозв'язаних параметрів (перепаду температур повітря і температурного напору в повітроохолоджувачі і т.д.), може призвести до порушення адекватності математичної моделі реальному фізическому об'єкту. Тому, в прийнятій постановці задачі в якості оптимізуються змінних обрано два параметри – перепад температур повітря в повітроохолоджувачі (ΔT_w) та перепад температур води в конденсаторі (ΔT_b). У нашому випадку, для режиму, що забезпечує мінімум цільової функції, повинні бути визначені всі необхідні в практиці проектування та експлуатації холодильних установок параметри, які будуть оптимальними.

За умови, що зміна температур ΔT_w та ΔT_b є незалежними змінними, то :

$$\Delta T_w = T_{w2} - T_{w1}; \quad (2.6)$$

$$\Delta T_b = T_1 - T_{охл}$$

Термодинамічна модель описується залежностями:

$$\begin{aligned} z_{11} &= Z_{11}(e_1, \Theta_k, \Delta T_w); \quad z_{21} = Z_{21}(e_2, \Theta_0, \Delta T_b); \\ z_{12} &= Z_{12}(e_1, \Theta_k, \Delta T_w); \quad z_{22} = Z_{22}(e_3, \Delta T_w); \\ z_{31} &= Z_{31}(e_{охл}, \Theta_0, \Delta T_b); \quad z_{32} = Z_{31}(e_{охл}, \Delta T_b); \\ z_{41} &= Z_{41}(e_{охл}, \Theta_0, \Delta T_b); \quad z_{42} = Z_{42}(e_{охл}, \Delta T_b); \\ e_{11} &= E_{11}(e_1, \Theta_k, \Delta T_w); \quad e_{13} = E_{13}(e_1, \Theta_k, \Delta T_w); \\ e_{22} &= E_{22}(e_3, \Theta_0, \Delta T_b); \quad z_{13} = Z_{13}(e_1, \Theta_k, \Delta T_w); \\ e_{31} &= E_{31}(e_{охл}, \Theta_0, \Delta T_b); \quad e_{32} = E_{13}(e_{охл}, \Delta T_b); \end{aligned} \quad (2.7)$$

$$e_{41} = E_{41} (e_{охл}, \Theta_0, \Delta T_B); \quad e_{42} = E_{13} (e_{охл}, \Delta T_B);$$

$$v_{12} = V_{12} (e_2, \Theta_K, \Delta T_w);$$

Величини потоків ексергії, яка зв'язує зони:

$$e_1 = E_1 (e_{охл}, \Theta_K, \Delta T_w);$$

$$e_3 = E_3 (e_{охл}, \Theta_0, \Delta T_B); \quad (2.8)$$

$$e_{охл} = E_o (Q_{охл}, T_{охл}, T_{oc})$$

В рівняннях (2.7), (2.8) e_{ij} та E_{ij} характеризують одне і теж, але e_{ij} – кількість ексергії, а E_{ij} – її функціональна залежність. Теж саме відноситься до z_{ij} та Z_{ij} , v_{12} та V_{12} .

Система рівнянь (2.7), (2.8) була вирішена методом Лагранжа, на підставі побудованої функції Лагранжа та методом послідовних наближень Нелдера - Міда. Метод Нелдера - Міда не використовує при рішенні похідних першого та другого порядку та виявився найбільш ефективним.

Оптимізація режиму роботи холодильної установки є завершальним етапом комплексної оптимізації системи підтримання клімату у птахофабриці. Для розрахунку оптимальних режимів роботи холодильної установки отримані наступні данні:

продуктивність теплового насосу $Q_{охл}$;

температура навколишнього середовища – T_{oc} ;

температура повітря у курятнику 20 денної курки – $T_{кам}$ (визначені на першому етапі оптимізації);

температура води, яка поступає на конденсатор – T_w ;

тип та характеристика основного обладнання: компресора, конденсатора, повітроохолоджувача та вентилятора повітроохолоджувача, плівкового зволожувача та насосу для плівкового зволожувача з електродвигуном;

нормативний коефіцієнт відрахування від вартості кожного елементу обладнання – K_{nij} ;

коефіцієнт відрахування на реновацію та ремонт від вартості кожного елемента обладнання – K_{rij} ;

втрата тиску в апаратах холодильної установки;

вид та теплофізичні властивості вибраного робочого тіла:

вартість електроенергії – $\Pi_{\text{ел}}$;

час безперервної роботи холодильної установки на протязі року τ_p ;

вартість води – Π_w .

При даних, які входять на данному етапі оптимізації, повинні бути отримані математичні залежності для розрахунку всіх складових цільової функції.

Під ексергією даного енергоресурсу розуміють величину максимальної роботи, яка може бути отримана при оборотному переході з вихідного стану в стан рівноваги з навколишнім середовищем. Співвідношення між ексергією $e_{\text{охл}}$ та енергією $Q_{\text{охл}}$ встановлюється коефіцієнтом працездатності τ_{qo} .

$$e_{\text{охл}} = Q_{\text{охл}}(\tau_{qo}) \quad (2.9)$$

Для теплових насосів ексергія являє собою мінімальну роботу, яка повинна бути використана, щоб отримати кінцевий ефект: певну кількість тепла.

Величини z_{ij} пропорційні вартості C_{ij} відповідного елемента встаткування. У свою чергу, вартість C_{ij} залежить від розрахункового навантаження на даний пристрій. У першому наближенні ці залежності можна вважати лінійними.

Вартість кожного елемента обладнання представлена у вигляді поліноміальних рівнянь:

$$C_{ij} = A_{ij} + B_{ij} \cdot X_{ij} \quad (2.64)$$

Величини X_{ij} представляють собою сумарну характеристику, через яку вибиралося відповідне обладнання; A_{ij} , B_{ij} – емпіричні коефіцієнти

Наприклад, вартість насоса компресора 11 з електродвигуном залежить від секундного обсягу робочого тіла, що перекачується:

$$z_{11} = \frac{(K_{H11} + K_{P11})(A_{11} + B_{11} \cdot V_h)}{\tau_p} \quad (2.65)$$

Капітальні затрати на конденсатор, насоси хладагенту, циркуляційні ресивери, повітроохолоджувачі, плівкового зволожувача:

$$z_{12} = \frac{(K_{H12} + K_{P12})(A_{12} + B_{12} \cdot F_k)}{\tau_p} ; \quad (2.66)$$

$$z_{13} = \frac{(K_{H13} + K_{P13})(A_{13} + B_{13} \cdot V_{12})}{\tau_p} ; \quad (2.67)$$

$$z_{22} = \frac{(K_{H22} + K_{P22})(A_{22} + B_{22} \cdot V_r)}{\tau_p} ; \quad (2.68)$$

$$z_{21} = \frac{(K_{H22} + K_{P22})(A_{22} + B_{22} \cdot V_r)}{\tau_p} ; \quad (2.69)$$

$$z_{31} = \frac{(K_{H31} + K_{P31})(A_{31} + B_{31} \cdot F_{no})}{\tau_p} ; \quad (2.70)$$

$$z_{32} = \frac{(K_{H32} + K_{P32})(A_{32} + B_{32} \cdot V_{12})}{\tau_p} ; \quad (2.71)$$

$$z_{41} = \frac{(K_{H41} + K_{P41})(A_{41} + B_{41} \cdot F_{n3})}{\tau_p} ; \quad (2.72)$$

$$z_{42} = \frac{(K_{H42} + K_{P42})(A_{43} + B_{42} \cdot V_{12})}{\tau_p} ; \quad (2.73)$$

Тоді остаточний вираз для цільової функції стосовно до розглянутої холодильної установки складе:

$$\begin{aligned} \text{ПВ} = & [\Pi_{\text{ел}} (e_{11} + e_{13} + e_{22} + e_{32} + e_{42}) + \Pi_{\text{w}} V_{\text{сва}} + z_{11} + z_{12} + z_{13} + z_{21} + z_{22} + \\ & + z_{31} + z_{32} + z_{41} + z_{42}] \tau_p \end{aligned} \quad (2.4)$$

де . . $V_{\text{сва}}$ - об'ємна витрата свіжої води

$$V_{\text{сва}} = 0,1 V_{12} \quad (2.75)$$

Побудована термoeкономiческа́я модель не виключає можливості визначення вартості ексергії в будь-якій точці схеми холодильної установки.

Визначення проміжних вартостей ексергії між зонами можливо за формулами:

$$\lambda_{1i} = \left[(e_{11} + e_{13}) \cdot C_{el} + C_w V_{cva} + z_{11} + z_{12} + z_{13} \right] / e_1 \quad (2.76)$$

$$\lambda_{3i} = [\lambda_{1i} \cdot e_1 + e_{22} \cdot C_{el} + z_{21} + z_{22}] / e_3 \quad (2.77)$$

$$\lambda_{0i} = [\lambda_{3i} \cdot e_3 + e_{32} \cdot C_{el} + z_{31} + z_{32} + z_{41} + z_{42}] / e_{охл} \quad (2.78)$$

В нашій роботі при вирішенні задач оптимізації був використаний чисельний метод, який не вимагає диференціювання цільової функції, на відміну від рішень, в яких використовуються класичні методи диференціального і варіаційного обчислення.

При використанні аналітичних методів задача оптимізації повинна бути сформульована математично для того щоб для визначення змінних застосовувати відомі правила. Для вирішення складних завдань аналітичний метод множників Лагранжа виявився непридатним через використання перших та других похідних.

У роботі був використаний метод пошуку деформованого многогранника (метод Нелдера-Міда). Метод Нелдера-Міда є одним з надійних і ефективних методів прямого пошуку.

МОДЕЛЬ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1. Моделювання нестационарного теплообміну приміщень

Для визначення теплоприпливів через огороження в приміщення різних за призначенням і архітектурно-будівельним характеристикам об'єктів практично використовують різні, переважно стаціонарні, методи розрахунку

В реальності відсутні об'єкти, теплоприпливів які носять повністю стаціонарний характер. Це обумовлено зміною зовнішньої температури повітря і нестационарним режимом функціонування об'єкта. Найбільш яскраво виражений нестационарний характер тепло припливів протягом добового циклу в приміщення громадських будівель і споруд. Тому для великих громадських будівель: театрів, ресторанів і т.п. вибір холодопродуктивності систем кондиціонування за сумою усіх видів максимальних тепло припливів без урахування їх нестационарності в протягом добового циклу може призвести до необґрунтованого її завищення, а значить до збільшення капітальних і згодом експлуатаційних витрат на систему кондиціонування. Розглянута методика розрахунку тепло припливів дозволяє обґрунтовано вибрати холодопродуктивність системи кондиціонування, як правило меншу, ніж при традиційному розрахунку по максимуму теплових завантажень без урахування їх неспівпадання за часом доби і теплової інерції огорожень. Особливо ефективно використання запропонованої методики для великих об'єктів, що працюють в яскраво вираженому нестационарному режимі: театри, заводські їдальні, конференц зали та ін. [14].

Критерієм вибору холодопродуктивності кондиціонера є, як правило, умова забезпечення в приміщенні з кондиціонером заданої температури при розрахунковій нормованій температурі зовнішнього повітря і певної, з

урахуванням вимог нормативних документів, величини подачі свіжого повітря.

Для визначення теплоприпливів в приміщення різних за призначенням та архітектурно-будівельним характеристикам об'єктів практично використовують різні, переважно стаціонарні, методи розрахунку. Строго кажучи, в реальності відсутні об'єкти, теплоприпливи які носять повністю стаціонарний характер. Це обумовлено зміною зовнішньої температури повітря і нестаціонарним режимом функціонування об'єкта. Найбільш яскраво виражений нестаціонарний характер теплопритоків протягом добового циклу в приміщення громадських будинків і споруд. Тому для великих громадських будівель: театрів, ресторанів і т.п. вибір холодопродуктивності систем кондиціонування по сумі всіх видів максимальних теплопритоків без урахування їх нестаціонарності протягом добового циклу може призвести до необґрунтованого її завищення, а значить до збільшення капітальних і згодом експлуатаційних витрат на систему кондиціонування. З іншого боку, для розрахункової оцінки теплоприпливів в прості типові об'єкти, як наприклад житлові кімнати $20-40 \text{ м}^2$ у звичайних типових будинках (висота стель $2,7-3 \text{ м}$, площа вікон $0,8-1 \text{ м}^2$ на 10 м^2 площі), може бути використано найпростіше співвідношення 100 Вт на 1 м^2 . Така найпростіша оцінка буде досить коректною у багатьох випадках підбору кондиціонерів для житлових кімнат зазначеної вище площі, але в окремих випадках похибка такої оцінки може перевищити 25%.

Для зниження похибки пропонується коефіцієнтний метод уточнення оцінки теплоприпливів, виконаної за вищенаведеним найпростішого співвідношенням. При використанні коефіцієнтного методу похибка оцінки теплоприпливів в приміщення в більшості випадків не перевищує 15%. Завдяки простих апроксимаційних залежності можливе підібрати кондиціонер, але з великою похибкою.

При наявності в приміщенні ліхтаря, скляних стін, потужних внутрішніх джерел тепла та інших особливостей визначення необхідної холодопродуктивності кондиціонера за найпростішим співвідношенням і уточнення його по Коефіцієнтний метод може виявитися неприйнятним через занадто великий похибки. Тому використання певного вище розрахунку і його уточнення коефіцієнтним методом можливо тільки при виконанні оцінки холодопродуктивності побутового кондиціонера досвідченим фахівцем для простого випадку його установки в звичайній житловій кімнаті. При виконанні проектних робіт або у разі, що відрізняється від вищевказаного, необхідно використовувати для визначення теплоприпливів через зовнішні і внутрішні стіни, стеля, підлога, скління світлових прорізів і теплоприпливів від внутрішніх джерел тепла чинні в Україні нормативні документи та довідкові джерела, узгоджені для використання проектними організаціями. У зв'язку з великою різноманітністю об'єктів, що вимагають кондиціювання повітря, нормативні документи не призводять жорсткого алгоритму (на відміну, наприклад, від розрахунку котлів) для розрахунку необхідної холодопродуктивності системи кондиціювання, обмежуючись методами і таблицями для розрахунку окремих видів теплоприпливів, допускаючи можливість адитивного підсумовування їх максимальних значень на момент максимальних теплоприпливів через світлові прорізи і в деякі інші моменти часу доби, за вибором проектанта. Такий розрахунок розрахунок другого рівня.

Для деяких великих громадських приміщень при розрахунку теплоприпливів в стаціонарному режимі за сумою їх максимумів, які адитивно сумуємо за часом максимуму теплопритоків через світлові прорізи, може бути отримана неприпустима помилка будь-якого знака.

Неприпустимо велике заниження необхідної потужності системи кондиціонування, при розрахунку по стаціонарній методики, може бути допущено, наприклад, для приміщень які мають не постійне навантаження.

Для випадків розрахунку холодопродуктивності для великих громадських приміщень, де ціна помилки може бути неприйнятною, потрібно використання методики розрахунку нестаціонарного режиму теплоприпливів протягом добового циклу. Виконання розрахунку за цією методикою назовемо «Розрахунок третього рівня». Резюмуючи, можна відзначити, що кожна методика має практичну нішу доцільного застосування.

Нами розглянута методику розрахунку необхідної холодопродуктивності кондиціонера, яка враховує теплову інерцію огорожень і повітря в приміщенні, нестаціонарність протягом добового циклу зовнішньої температури повітря, сонячної радіації, освітлення, тепловиділень людей, обладнання та інших джерел [154,155,160].

Нестационарні розрахунки при виборі комплектів обладнання кондиціонування і вентиляції житлових і громадських будівель, наведені в, будуть частіше використовуватися у міру зростання важливості та актуальності проблеми енергозбереження [155].

Пропонований метод - це інструмент, який би дозволив фахівцям розрахувати річні витрати холоду систем кондиціонування повітря.

Теплота сонячної радіації характеризується інтенсивністю прямої та розсіяної радіації $q_{\text{рад}}$ та залежать від пори року, години доби, географічної широти і стану атмосфери. Наявність зовнішнього скління сприяє передачі тепла в приміщення внаслідок різниці температур і сонячної радіації. Але короткохвильове сонячне (видиме) випромінювання, проникаючи через прозоре скло, не змінює їх температури.

Нестационарні розрахунки при виборі комплектів обладнання кондиціонування і вентиляції житлових і громадських будівель, наведені в,

будуть частіше використовуватися у міру зростання важливості та актуальності проблеми енергозбереження.

Перша модифікація - це розрахунок змінюються погодинних теплоприпливів протягом добового циклу, друга - визначення необхідної змінюється погодинної холодопродуктивності системи кондиціонування для підтримки з необхідною точністю заданої температури в приміщенні об'єкта у робочі та неробочі години добового циклу. наведені ці модифікації розрахунку для заводській їдальні по одним і тим же вихідним даним. Різниця результатів розрахунку максимальної середньогодинної величини теплопритоків по першій модифікації третій рівня і максимальної необхідної середньогодинної холодопродуктивності, визначеної за методикою розрахунку другого модифікації третій рівня, що забезпечує необхідну точність підтримки заданої температури, складає в цьому випадку менш 1%.

За методикою другого модифікації показано, що якщо протягом 1,1 години з 12,1 до 13,2 годин допустити підвищення температури в приміщенні і до температури 29 °С при середньоінтегральній значенні в цей період 28,67 °С, то можна знизити потрібну установочну холодопродуктивність системи кондиціонування. Така економія дозволить всього на кілька десятків (кВт/ год) знизити загальне електроспоживання всього об'єкта, але при цьому сумарне місячне споживання дозволить перейти в більш низьку категорію споживачів електроенергії, така економія має сенс. Якщо цього не станеться, але комфортний мікроклімат в їдальні погіршиться, то може бути така економія абсолютно недоцільна і призведе до втрат виручки їдальні при роботі в спекотні літні місяці.

Розглянуті методики розрахунку на реальних об'єктах. Аналіз відповідності результатів розрахунку третього рівня для магазину та кількості оплаченої електроенергії, використаної магазином, показало, що для цього магазину необхідна система кондиціонування холодопродуктивністю не менше 10,2 кВт. Для великих об'єктів з чітко

вираженим нестационарним режимом функціонування процесі добового циклу доцільно виконати розрахунок третього рівня в двох модифікаціях.

Показаний вплив гармонійних змін температур огорожень для зовнішніх. Приведена модель розрахунку теплоприпливів через огороження дозволяє врахувати вплив сонячної радіації та конструкції огорожень.

Запропонований метод був апробований на основі розрахунку «DanX» - установки для вентиляції і кондиціонування повітря фірми Dantherm (Данія) з використанням матеріалів, одного зі світових лідерів в секторі. Установки DanX оснащені інтелектуальною системою управління, що дозволяє використовувати економічні і ефективні режими комфортного кондиціонування повітря, де нагрівається або охолоджується повітря з рекуперацією (або без рекуперації) припливного і витяжного потоків з використанням рециркуляції внутрішнього повітря при підмішування зовнішнього повітря або без рециркуляції. Протягом цілорічної експлуатації той чи інший режим є найкращим для конкретного діапазону співвідношення ентальпій повітря в об'єкті зі штучним мікрокліматом і зовнішнього повітря [1].

Наприклад, в певному діапазоні температур і ентальпій зовнішнього повітря доцільно відключати тепловий насос, в тому числі найбільш енергоємних елемент - компресор, залишаючи тільки вентиляцію, або подавати зовнішнє повітря по байпасу повз рекуператора. Пропонований метод комплексно використовує ітераційні процедури і кубічні інтерполяції залежностей всіх теплофізичних властивостей повітря, виконані по фірмовим таблицям фірми Dantherm і включені в розрахунковий лістинг, від температури, що змінюється на кожному витку ітерації. Використано можливості обчислювальної середовища Mathcad, зокрема в окремих випадках для зменшення числа внутрішніх ітерацій використовувалися: підпрограми з відповідними циклами і службові обчислювальні блоки

«Given-Minerr» або «Given-Find». Для основних величин, які ітеруються в кінці кільця проводиться оцінка відносної похибки у відсотках.

Метод може бути використаний для різних теплових розрахунків і звичайно для 2-х основних режимів роботи зазначених установок: режим 1 - вентиляція через тепловий насос без рециркуляції витяжного повітря і без рекуперації повітряних потоків та режим 2 - рециркуляція внутрішнього повітря при підмішування свіжого повітря тільки за нормами для дихання людей, рекуперація припливного і витяжного потоків. Режим 2 враховує необхідність доведення ентальпії припливного потоку до значення ентальпії, що компенсує тепловтрати або теплоприпливи об'єктів, як правило, вимагає додаткової наявності в складі установки секції змішування потоків і секції калорифера-довідника з водяним або електричним нагріванням повітря (рис.3.1).

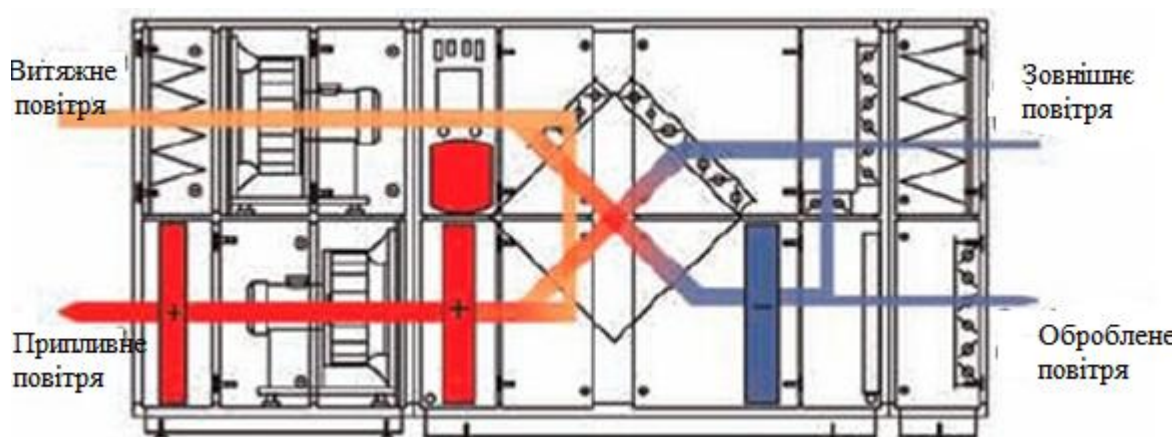


Рис 3.1. Схема Dan-X для денного зимового режиму з підмішування свіжого повітря з нагріванням, регенерацією і тепловим насосом.

Приміщення відчують істотний вплив коливань зовнішніх умов на мікроклімат повітряного середовища. Умови комфорту повітряного середовища, що формуються температурної обстановкою, характеризуються як температурою внутрішнього повітря, так і його радіаційної температурою,

що є результатом впливу температур всіх огорожувальних поверхонь приміщення.

Для стаціонарних кліматичних умов методи визначення теплових навантажень через огорожувальні конструкції з зовнішнім середовищем досить добре вивчені [18,21,22]. Ці методи можуть використовуватися як основоположні і при дослідженнях приміщень в умовах нестационарної теплопровідності їх огорожувальних поверхонь.

Теплові навантаження приміщення, як відомо, визначаються: теплом, що надходять через зовнішні огороження ($Q_{огр.}$) за рахунок різниці температур між повітрям всередині приміщення (t_v) і зовнішнім (t_n); теплом, що надходять через внутрішні огороження ($Q_{в.огр.}$) за рахунок різниці температур між повітрям всередині приміщення (t_v) і за перегородкою (t_k); теплом, що надходять внаслідок впливу сонячної радіації ($Q_{рад.}$), враховуючі особливості конструкції огороження t_i . Проведеними дослідженнями встановлено, що для приміщень, обладнаних системами кондиціонування повітря (СКП), теплоприпливи $Q_{огр}$ становлять 30-40 сумарних теплонадлишків в приміщеннях ($Q_{надл.}$). Значна частина тепла, що надходить через зовнішні поверхні огороження і скління, багато в чому визначається сонячною радіацією. Результати статистичного аналізу проектних матеріалів показують, що при постійній тепловій навантаженні зовнішнього повітря коливання теплового навантаження в приміщеннях за рахунок сонячної радіації можуть становити до 50%.

При розрахунках ми розглядаємо зовнішні кліматичний вплив як ймовірносно-невизначений [122,150,151], що не є чітких кореляційних зв'язків із сонячною радіацією. Інтенсивність сонячної радіації протягом доби, а також температура зовнішнього повітря не постійні. Зовнішні поверхні опромінюються періодично з врахуванням запізнення [140]. У момент передачі через огороження найбільшої кількості тепла інтенсивність опромінення і зовнішня температура збігаються. В результаті

починається частковий зворотний перехід поглиненого тепла від зовнішніх огорожень до повітря. Отже, процес передачі тепла, інтенсивність сонячної радіації носять яскраво виражений нестационарний характер. Така невизначеність призводить до широких діапазонів відхилень теплофізичних властивостей огорожень (коефіцієнтів теплопередачі, тепловіддачі і т.д.) від прийнятих при розрахунках значеннях.

При проведенні розрахунків систем кондиціонування повітря не завжди враховуються нестационарні характеристики процесу передачі тепла через конструкції, що огорожують поверхонь, інтенсивності сонячної радіації. В результаті вводиться запас при визначенні витрати повітря в приміщення, а значить, зростають витрати на теплову обробку повітря у системах кондиціонування повітря. Облік нестационарних теплоприпливів дозволяє знизити розрахункову теплове навантаження в порівнянні з максимальною, а значить, скоротити енергетичні витрати на теплову обробку повітря у системах кондиціонування повітря.

У роботах [1], присвячених дослідженням динамічних властивостей огорожувальних поверхонь приміщень що кондиціонують, рекомендується використовувати метод, заснований на складанні рівнянь теплових балансів для огорож при різних прийнятих припущеннях. В результаті, при складанні рівнянь теплових балансів не завжди враховується радіаційна складова теплопривів, з врахуванням температури слоїв огороження, а також вплив рухливості повітря в приміщенні з кондиціонером на динамічні властивості огорожувальних конструкцій. Однак, як показують проведені розрахунки, що в умовах нестационарної теплопровідності, при дослідженні динамічних властивостей огорожувальних конструкцій, необхідно враховувати вплив на радіаційну температуру повітря в приміщенні і не тільки зовнішньої температури повітря, дії сонячної радіації, а й рухливості повітря в приміщенні з кондиціонером, а також використовувати способи подачі повітря в приміщення та температуру на різних шарах стіни.

Розглядаючи динамічні процеси на кордонах повітряних середовищ і багатошарового огороження, після спільного рішення рівнянь теплового балансу для сталого та несталого режимів, були отримані диференціальні рівняння теплових балансів. Також при розрахунку теплового навантаження враховується нестационарні теплоприпливи від людей, обладнання, освітлення.

Запишемо матрицю правих частин системи диференціальних рівнянь I-го порядку, що описують нестационарний теплообмін основних будівельних елементів приміщення із зовнішнім середовищем і суміжними приміщеннями, які не кондиціонуються, з урахуванням зміни інтенсивності джерел тепла протягом доби [155].

Ця оціночна методика може бути використана для спільного вибору агрегату кондиціювання з рекуперацією, інверторного кондиціонера і конструкції відповідних зовнішніх огорожень на ранній стадії проектування. При необхідності на стадії робочого проекту може бути виконаний перевірочний уточнений розрахунок, а за підсумками першого року експлуатації звірка уточненого розрахунку з витратою електроенергії за лічильником. В даному прикладі визначений термін окупності агрегатів з рекуперацією, обраний рекуператор, проведена спільна оптимізація капітальних і експлуатаційних витрат на розглянуті варіанти комплектів теплозахисту і енергозберігаючого обладнання за величиною цільової функції.

$t_0, ^\circ\text{C}$ – температура повітря в приміщенні;

$t_1-t_c, ^\circ\text{C}$ – середньо інтегральні температури слоїв північної сторони;

$t_{st1}-t_{st2}, ^\circ\text{C}$ – середньо інтегральні температури вікон;

$t_6-t_{10}, ^\circ\text{C}$ – середньо інтегральні температури слоїв південної сторони;

$t_{11}-t_{15}, ^\circ\text{C}$ – середньо інтегральні температури внутрішньої стіни;

$q, \text{Вт/м}^2$ – пряма та розсіяна сонячна радіація з впливом запізнення [4].

Визначаємо $C_z, C_n, C_{snz}, C_{snn}, C_{svnz}, C_{svnn}$ Дж/К – теплоємкість слоїв стіни, та теплові проводи мості за слоями стіни $\dot{f}_{ni}, \dot{f}_{ki}, \dot{f}_{zi}$, Вт/К для зовнішніх та внутрішніх огорожень [1].

Визначення величин терміну окупності і цільової функції при використанні рекуператорів по середньомісячним температур визначається за кожний місяць.

С.

Відхилення температури в приміщенні показано на рис.3.3.

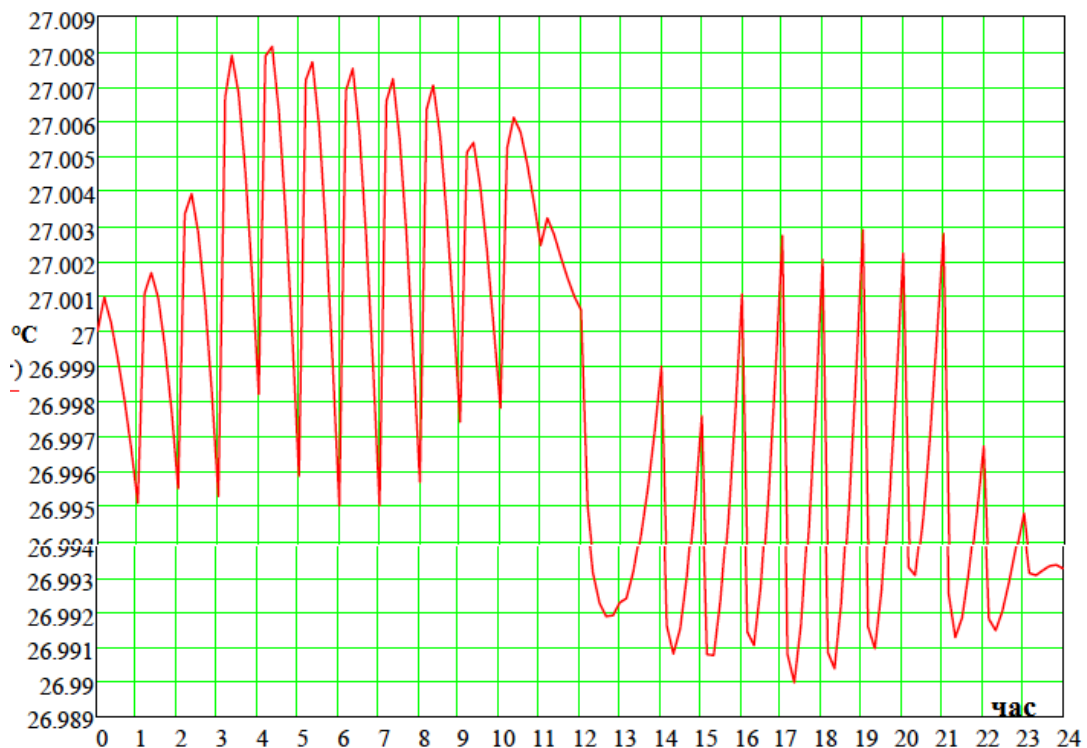


Рис 3.3. Відхилення температури повітря в приміщенні

Максимальна потужність охолодження, необхідна під час обіду о 13 годині. Як показано вище, необхідна максимальна холодопродуктивність системи кондиціонування становить 61.79 кВт. Така холодопродуктивність забезпечить температуру в обідньому залі 27°C о 13 годині дня при пікової теплової навантаженні.

За моделлю визначили, яка максимальна температура буде до кінця обіду, якщо максимальна холодопродуктивність системи кондиціонування буде на 10 відсотків нижче, тобто буде дорівнює 55.61 кВт. (рис 3.4).

У ряді випадків таке зменшення максимальної холодопродуктивності дозволяє вибрати кондиціонер меншого тіпономінала і отримати істотну економію капітальних і експлуатаційних витрат. В інших випадках, коли заводська їдальня відкрита більшу частину дня для жителів міста, більший комфорт може бути більш важливим фактором при виборі тіпономіналу кондиціонера, яке впливає на річне споживання холоду [1].

Проведені розрахунки теплового балансу приміщення з використанням службової функції `rkfixed` і службового блоку "Given-Odesolve" обчислювального середовища Mathcad 15, дали аналогічні результати і можуть бути використані для аналізу нестационарного теплового режиму, наприклад, громадських об'єктів. Вибір того чи іншого способу розрахунків визначається досвідом минулих робіт і наданням переваги конкретного методу. Для аналізу нестационарного погодинного теплового балансу було використано 14 звичайних неоднорідних і однорідних диференціальних рівнянь з нелінійними коефіцієнтами.

Результати математичного моделювання дозволяють визначити по середньомісячним температур необхідну холодопродуктивність або теплопродуктивність і відповідну споживану потужність системи та доповнять набір коректних вихідних даних для розрахунку повних витрат на забезпечення мікроклімату об'єкта, включаючи проектування, придбання обладнання, монтаж і експлуатаційні витрати протягом терміну служби системи, а значить дозволяють оцінити термін окупності системи.

Показане визначення оптимальних параметрів кондиціонування на підставі побудованої математичної моделі.

Критерієм вибору холодопродуктивності кондиціонера є, як правило, умова забезпечення в приміщенні з кондиціонером заданої температури при

розрахунковій нормованій температурі зовнішнього повітря і певної, з урахуванням вимог нормативних документів, величини подачі свіжого повітря.

Для визначення теплоприпливів в приміщення різних за призначенням та архітектурно-будівельним характеристикам об'єктів практично використовують різні, переважно стаціонарні, методи розрахунку. Строго кажучи, в реальності відсутні об'єкти, теплоприпливи які носять повністю стаціонарний характер. Це обумовлено зміною зовнішньої температури повітря і нестаціонарним режимом функціонування об'єкта. Найбільш яскраво виражений нестаціонарний характер теплопритоків протягом добового циклу в приміщення громадських будинків і споруд. Тому для великих громадських будівель: театрів, ресторанів і т.п. вибір холодопродуктивності систем кондиціонування по сумі всіх видів максимальних теплоприпливів без урахування їх нестаціонарності протягом добового циклу може призвести до необґрунтованого її завищення, а значить до збільшення капітальних і згодом експлуатаційних витрат на систему кондиціонування. З іншого боку, для розрахункової оцінки теплоприпливів в прості типові об'єкти, як наприклад житлові кімнати $20-40 \text{ м}^2$ у звичайних типових будинках (висота стель $2,7-3 \text{ м}$, площа вікон $0,8-1 \text{ м}^2$ на 10 м^2 площі), може бути використано найпростіше співвідношення 100 Вт на 1 м^2 . Така найпростіша оцінка буде досить коректною у багатьох випадках підбору кондиціонерів для житлових кімнат зазначеної вище площі, але в окремих випадках похибка такої оцінки може перевищити 25%. Для зниження похибки пропонується коефіцієнтний метод уточнення оцінки теплоприпливів, виконаної за вищенаведеним найпростішого співвідношенню. При використанні коефіцієнтного методу похибка оцінки теплоприпливів в приміщення в більшості випадків не перевищує 15%. Завдяки простих апроксимаційних залежності можливе підібрати кондиціонер, але з великою похибкою.

При наявності в приміщенні ліхтаря, скляних стін, потужних внутрішніх джерел тепла та інших особливостей визначення необхідної холодопродуктивності кондиціонера за найпростішим співвідношенням і уточнення його. Коефіцієнтний метод може виявитися неприйнятним через занадто великий похибки. Тому використання певного вище розрахунку і його уточнення коефіцієнтним методом можливо тільки при виконанні оцінки холодопродуктивності побутового кондиціонера досвідченим фахівцем для простого випадку його установки в звичайній житловій кімнаті. При виконанні проектних робіт або у разі, що відрізняється від вищевказаного, необхідно використовувати для визначення тепло припливів через зовнішні і внутрішні стіни, стеля, підлога, скління світлових прорізів і теплоприпливів від внутрішніх джерел тепла чинні в Україні нормативні документи та довідкові джерела, узгоджені для використання проектними організаціями. У зв'язку з великою різноманітністю об'єктів, що вимагають кондиціювання повітря, нормативні документи не призводять жорсткого алгоритму (на відміну, наприклад, від розрахунку котлів) для розрахунку необхідної холодопродуктивності системи кондиціювання, обмежуючись методами і таблицями для розрахунку окремих видів теплоприпливів, допускаючи можливість адитивного підсумовування їх максимальних значень на момент максимальних теплоприпливів через світлові прорізи і в деякі інші моменти часу доби, за вибором проектанта. Такий розрахунок розрахунок другого рівня.

Для деяких великих громадських приміщень при розрахунку теплоприпливів в стаціонарному режимі за сумою їх максимумів, які адитивно сумують за часом максимуму теплопритоків через світлові прорізи, може бути отримана неприпустима помилка будь-якого знака. Наприклад, завищення холодопродуктивності системи кондиціювання для залу площею підлоги 200-300 м², розташоване у цокольному приміщенні, для залу показу мод в капітальній будівлі з тривалістю сеансу менше 1,5 годин,

для великої заводській їдальні з піком чисельності відвідувачів в обідній час або для складу зберігання фармакологічної продукції, в якому, за відсутності вікон, максимальний тепловий потік на зовнішні стіни доводиться на денні, а максимум теплового потоку від внутрішніх стін в приміщення на нічні години, коли зовнішня температура нижче, а холодопродуктивність системи кондиціювання вище.

Для зазначених вище і подібних випадків розрахунку холодопродуктивності для великих громадських приміщень, де ціна помилки може бути неприйнятною, потрібно використання методики розрахунку нестационарного режиму теплоприпливів протягом добового циклу. Виконання розрахунку за цією методикою назовемо «Розрахунок третього рівня». Резюмуючи, можна відзначити, що кожна методика має практичну нішу доцільного застосування.

За допомогою математичного моделювання з використанням з використанням службової функції `rkfixed` і службового блоку `Given-Odesolve` визначені середньомасові нестационарні температури елементів з урахуванням «теплової хвилі», враховуючи добову зміну зовнішнього повітря.

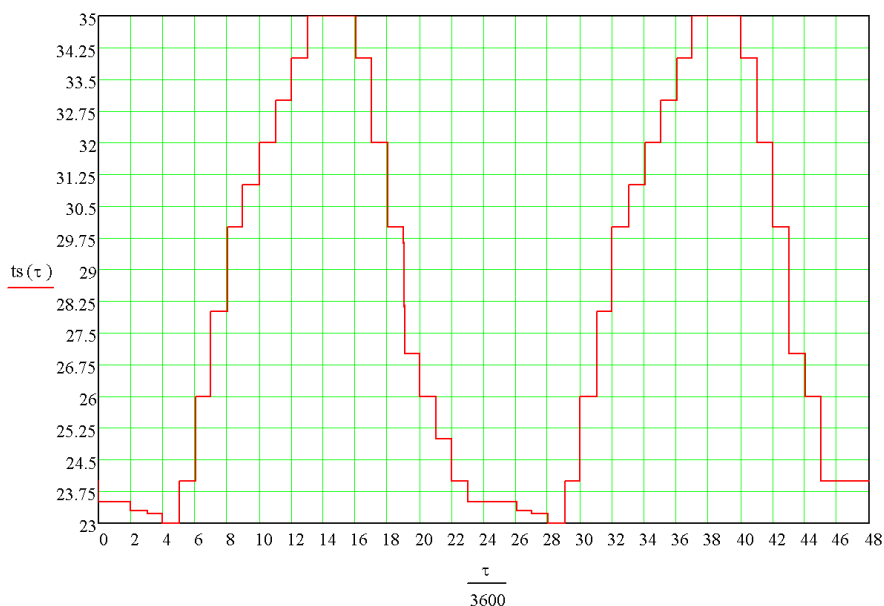


Рис.3.5. Добова зміна температури зовнішнього повітря

Якщо врахувати теплове запізнювання «теплову хвилю» (теплове запізнювання) при відповідній оптимальній товщині теплоізоляції огорожень, то в ряді випадків буде можливість перейти на кондиціонер меншого номіналу при менших початкових капітальних витратах і економії на оплаті споживаної електроенергії під час всього життєвого циклу кондиціонера.

Добова зміна теплового потоку q_{st11} при максимальній $t_s(\tau) = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ (мінімальна зовнішня нічна температура $t_s(\tau) = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$) і постійній температурі в приміщенні $t_{пом} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$ показана на рис.3.6.

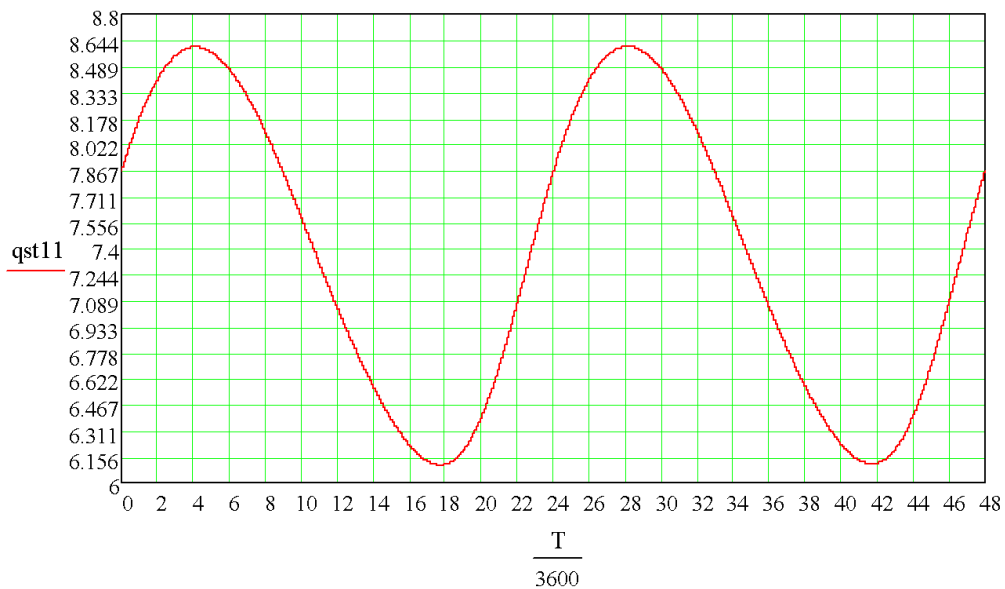


Рис 3.6. Добова зміна теплового потоку q_{st11} при максимальній $t_s(\tau) = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ (мінімальна зовнішня нічна температура $t_s(\tau) = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$) і постійній температурі в приміщенні $t_{пом} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$

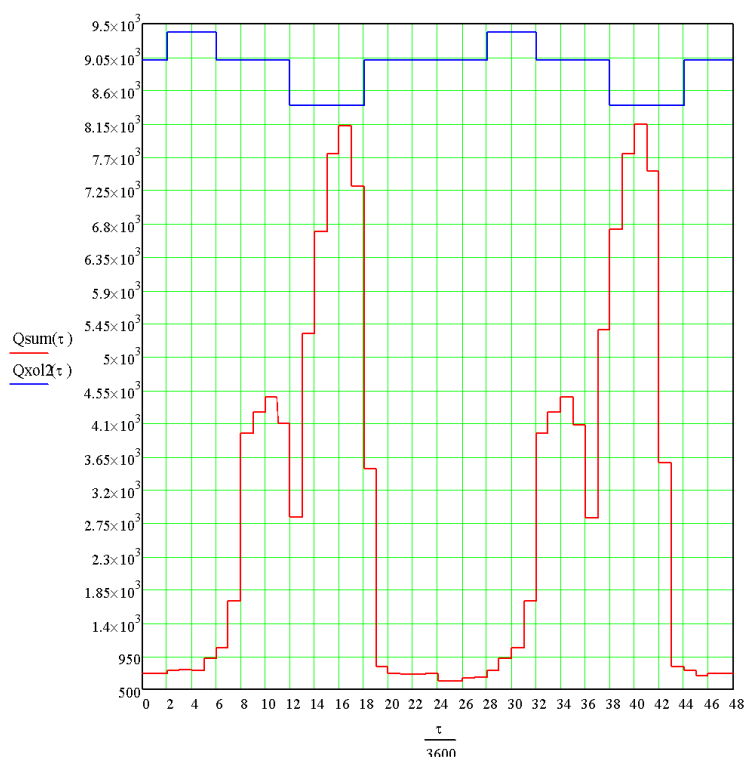


Рис.3.7. Сумарне надходження тепла від усіх джерел $Q_{sum}(\tau)$ і максимальна холодопродуктивність кондиціонера $Q_{xol}(\tau)$ від часу добового циклу

За моделлю визначили, сумарне надходження тепла від усіх джерел $Q_{sum}(\tau)$ і максимальна холодопродуктивність кондиціонера $Q_{xol}(\tau)$ від часу добового циклу (рис 3.7).

У ряді випадків таке зменшення максимальної холодопродуктивності дозволяє вибрати кондиціонер меншого тіпономінала і отримати істотну економію капітальних і експлуатаційних витрат.

Проведені розрахунки, з використанням службової функції rkfixed і службового блоку "Given-Odesolve" обчислювального середовища Mathcad 15, дали результати і можуть бути використані для аналізу впливу «теплової хвилі» нестационарного теплового режиму. Об'єкт, в якому не виконані теплоутилізаційні і енергозберігаючі заходи в середньому (оціночно в Одеській області) має наступні співвідношення видів теплопритоків: вікна- 26% (Від загальних витрат тепла), стіни - 28%, перекриття - 15%, вентиляція - 31%. За рекомендуємих нормам 2017 року: стіни - 12%, перекриття - 5%,

вікна - 28%, вентиляція - 55%. Виходячи з цієї оцінки видно, що витрати тепла на підігрів припливного вентиляційного повітря (без теплоутілізації рівний тепловтрат від витяжного повітря) міцно зайняв перше місце серед інших видів тепловитрат і вимагає особливої уваги. Вибір того чи іншого способу розрахунків визначається досвідом минулих робіт і наданням переваги конкретного розраховувати. У нашому конкретному випадку для аналізу впливу «теплової хвилі» нестационарного погодинного теплового балансу реальної їдальнею було використано 14 звичайних неоднорідних і однорідних диференціальних рівнянь з нелінійними коефіцієнтами.

Результати математичного моделювання дозволяють визначити необхідну холодопродуктивність або теплопродуктивність і відповідну споживану потужність системи та доповнять набір коректних вихідних даних для розрахунку повних витрат на забезпечення мікроклімату об'єкта, включаючи проектування, врахування «теплової хвилі», придбання обладнання, монтаж і експлуатаційні витрати протягом терміну служби системи тобто дозволяє підібрати оптимальне обладнання та оцінити термін окупності системи.

**Написа програма дослідження ґрунту для теплових насосів
Та отримані залежності Зміна середньої температури гліколю в
ґрунтовому горизонтальному колекторі протягом року.**

Модернізація централізованого опалення вимагає вбудовування у систему ТН. Якщо система опалення обходиться температурою в 50–60° С, то можна легко вбудувати в неї ТН. У будинках краще використовувати таке джерело теплоти, як повітря, позаяк це не вимагає великих витрат, пов'язаних з перебудовою системи опалення. Є прилади, які встановлюються і всередині, і зовні приміщення. Позаяк раніше радіатори переважно були збільшених розмірів, то вони підходять для роботи ТН

Високотемпературні теплові котли створюються спеціально для модернізації системи опалення. Їх перевага полягає в такому: здебільшого можна продовжувати використовувати вже наявні радіатори – таким чином скорочуються витрати на модернізацію. ТН нового покоління спокійно опалюють житлові приміщення площею до 250 м². Звичайно, в будинках можна також використовувати такі джерела теплоти, як ґрунт і ґрунтові води, в цьому випадку слід віддати перевагу вертикальним колекторам. Завдяки високій енергоефективності ТН усе більше роблять вибір на користь таких систем для теплопостачання і нагрівання води для житлових будівель різного призначення [3]. Теплонасосні системи (ТНС) теплопостачання дають змогу:

- в 1,5–2 рази знизити необхідну встановлену електричну потужність теплогенеруючого устаткування;
- в 2,5–3 рази знизити плату за

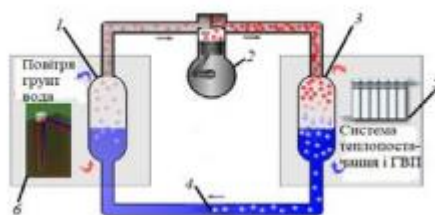


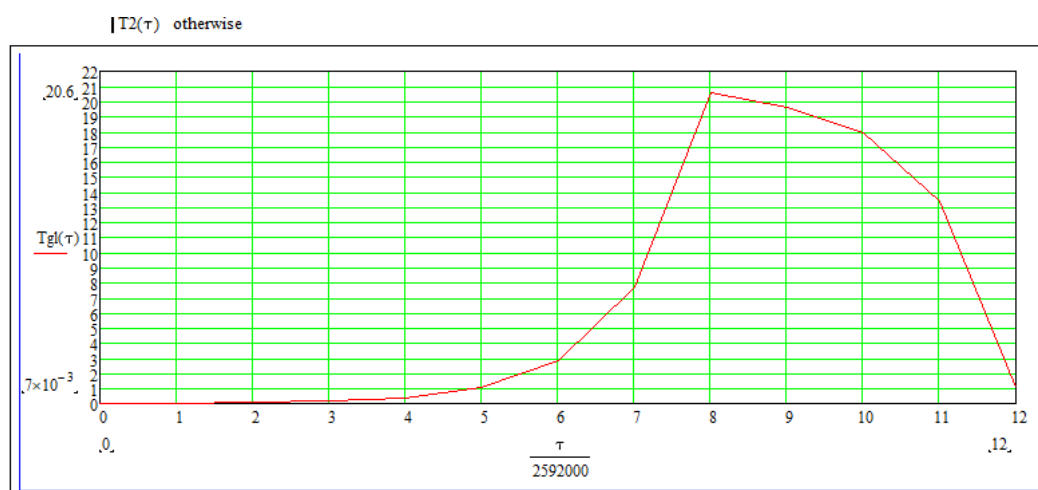
Рис. 1. Схема компресійного ТН
 1 – випарник; 2 – компресор; 3 – конденсатор; 4 – дросель; 5 – система теплопостачання;
 6 – джерела теплоти повітря, ґрунту, води

електроенергію

Конкурентоспроможність ТНС порівняно з традиційними системами теплопостачання залежить від багатьох чинників: термодинамічного, конструктивного, економічного характеру, від їхнього функціонального призначення і екологічного впливу на довкілля. Доцільність впровадження ТНС конкретного типу для кожного випадку визначають тільки на підставі технікоекономічних розрахунків [13–18]. Для систем «повітря-повітря» ТН аналогічні настінним, касетним, каналним та іншим типам внутрішніх блоків звичайних кондиціонерів. За їх допомогою нагрівається повітря у приміщенні (рис. 2).

Для систем «грунт-вода» та «вода-вода» за допомогою ТН нагрівається вода у системі теплопостачання в приміщенні (рис. 3 і рис. 4

Для кліматичної зони м. Одеса середньомісячна температура лютого 2025 року становила -5°C , тому в наших розрахунках візьмемо показник теплових втрат будівлі 100 Вт/м^2 . Для будинку площею 100 м^2 за весь опалювальний сезон потрібно виробити $16,6 \text{ тис. кВт}\cdot\text{год}$ теплової енергії. Знаючи необхідну теплову продуктивність системи теплопостачання, підбираємо теплотехнічне



Зміна середньої температури гліколю в ґрунтовому колекторі протягом року

6. ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ

Теплові насоси належать до найбільш перспективних енергоефективних систем теплопостачання будівель. Їх використання дозволяє залучати низькопотенційну теплоту навколишнього середовища та суттєво зменшувати споживання традиційних енергоресурсів. Для оцінки доцільності впровадження таких систем проводять термoeкономічний аналіз, який поєднує оцінку енергетичної ефективності та економічних показників роботи обладнання.

Основним показником енергетичної ефективності теплового насоса є коефіцієнт перетворення (COP), який визначається як відношення виробленої теплової енергії до спожитої електричної енергії:

$$\text{COP} = Q_{\text{т}} / N_{\text{ел}}$$

де $Q_{\text{т}}$ – теплова потужність, кВт; $N_{\text{ел}}$ – споживана електрична потужність компресора та допоміжного обладнання, кВт.

Для аналізу розглянемо теплові насоси потужністю 18 кВт для житлового будинку площею 120 м² в умовах м. Одеси.

Тривалість опалювального періоду приймається 180 діб. Річне теплове навантаження становить приблизно 24 000 кВт·год.

Порівняємо три типи теплових насосів:

- повітря–вода;
- ґрунт–вода;
- вода–вода.

Таблиця 1 – Енергетичні характеристики теплових насосів

Тип теплового насоса	COP	Річне споживання електроенергії, кВт·год
Повітря–вода	3,5	6857
Ґрунт–вода	4,5	5333
Вода–вода	5,0	4800

Річні витрати на електроенергію визначаються за формулою:

$$C_{\text{ел}} = E \times T$$

де E – річне споживання електроенергії, кВт·год; T – тариф на електроенергію, грн/кВт·год.

За тарифу 4,32 грн/кВт·год отримаємо:

Таблиця 2 – Річні експлуатаційні витрати

Тип теплового насоса	Споживання, кВт·год	Витрати, грн/рік
Повітря–вода	6857	29 622
Ґрунт–вода	5333	23 039
Вода–вода	4800	20 736

Для економічного аналізу прийемо середню вартість встановлення систем.

Таблиця 3 – Капітальні витрати

Тип теплового насоса	Вартість системи, грн
Повітря–вода	380 000
Ґрунт–вода	720 000
Вода–вода	850 000

Для порівняння прийемо, що опалення електрокотлом потребувало б:

$$24\,000 \times 4,32 = 103\,680 \text{ грн/рік.}$$

Тоді річна економія становить:

Таблиця 4 – Річна економія коштів

Тип теплового насоса	Економія, грн/рік
Повітря–вода	74 058
Ґрунт–вода	80 641
Вода–вода	82 944

Строк окупності визначається за формулою:

$$\text{Ток} = K / E$$

де K – капітальні вкладення; E – річна економія.

Таблиця 5 – Строк окупності

Тип теплового насоса	Окупність, років
Повітря–вода	5,1
Ґрунт–вода	8,9
Вода–вода	10,2

Отримані результати показують, що найменший строк окупності має тепловий насос типу «повітря–вода» завдяки невисоким початковим інвестиціям. Система «грунт–вода» характеризується вищим коефіцієнтом перетворення та меншими експлуатаційними витратами, однак потребує значних капіталовкладень на облаштування геотермального контуру. Найвищу енергетичну ефективність демонструє система «вода–вода», але через значну вартість бурових робіт строк її окупності є найбільшим.

Таким чином, для житлового будинку площею 120 м² у кліматичних умовах м. Одеси найбільш збалансованим рішенням з погляду співвідношення вартості та енергоефективності є тепловий насос типу «повітря–вода». Водночас при довготривалій експлуатації та наявності відповідних геологічних умов доцільним може бути застосування системи «грунт–вода», яка забезпечує більш стабільні показники роботи протягом року.

7. ОХОРОНА ПРАЦІ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ З ВИКОРИСТАННЯМ ВІДНОВЛЮВАНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ НА ПРИРОДНИХ РОБОЧИХ ТІЛАХ

Підвищення енергоефективності систем теплопостачання є одним із пріоритетних напрямів розвитку сучасної енергетики. Значного поширення набувають теплові насоси, які використовують відновлювані джерела енергії навколишнього середовища та природні робочі тіла. Такі установки забезпечують високий коефіцієнт перетворення енергії та дозволяють зменшити негативний вплив на довкілля.

Разом із перевагами експлуатація теплових насосів пов'язана з певними виробничими небезпеками, які необхідно враховувати під час проектування, монтажу, налагодження та технічного обслуговування обладнання. Основними небезпечними факторами є електричний струм, підвищений тиск у холодильному контурі, шум і вібрації компресорного обладнання, а також специфічні властивості природних холодоагентів.

Метою даного розділу є аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів і розроблення заходів щодо забезпечення безпечних умов праці при експлуатації теплових насосів.

Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів

Під час роботи теплового насоса персонал може піддаватися впливу низки небезпечних факторів.

До фізичних факторів належать:

- підвищена напруга електричного струму;
- рухомі частини компресорів та насосного обладнання;
- підвищений рівень шуму;
- вібрації від роботи компресорів;
- підвищений або знижений тиск у холодильному контурі;
- нагріті поверхні теплообмінників та трубопроводів.

Електрообладнання теплових насосів працює від мережі напругою 220–380 В. Пошкодження ізоляції або порушення правил експлуатації можуть призвести до ураження електричним струмом.

Компресори та циркуляційні насоси створюють шумове навантаження, рівень якого може досягати 60–75 дБ. Тривалий вплив шуму спричиняє підвищену втомлюваність працівників та зниження продуктивності праці.

Особливу увагу необхідно приділяти холодильному контуру, в якому циркулює холодоагент під високим тиском. Пошкодження трубопроводів або арматури може призвести до витoku робочої речовини та аварійної ситуації.

Особливості безпечного використання природних холодоагентів

У сучасних теплових насосах дедалі частіше застосовуються природні холодоагенти: пропан (R290), вуглекислий газ (R744) та аміак (R717).

Холодоагент R290

Пропан характеризується високою енергетичною ефективністю та низьким впливом на довкілля. Водночас він належить до легкозаймистих речовин.

Основними вимогами безпеки є:

- забезпечення ефективної вентиляції приміщення;
- виключення джерел відкритого полум'я;
- використання вибухозахищеного електрообладнання;
- встановлення датчиків контролю витoku газу;
- регулярна перевірка герметичності системи.

Холодоагент R744

Вуглекислий газ є негорючим і нетоксичним холодоагентом, проте працює при значно вищих тисках порівняно з традиційними холодильними агентами.

Для забезпечення безпеки необхідно:

- використовувати обладнання, розраховане на високий робочий тиск;
- проводити регулярний контроль стану трубопроводів;
- встановлювати запобіжні клапани;
- здійснювати періодичне технічне обслуговування системи.

Холодоагент R717

Аміак має високі термодинамічні характеристики та широко застосовується в промислових теплових насосах.

Основними небезпеками є:

- токсичність парів;
- подразнювальна дія на органи дихання;
- можливість утворення вибухонебезпечних сумішей.

Для захисту персоналу передбачаються:

- автоматичні системи контролю концентрації аміаку;
- аварійна вентиляція;
- використання засобів індивідуального захисту;
- обмеження доступу сторонніх осіб до машинних відділень.

Вимоги електробезпеки

Усі металеві частини теплового насоса повинні бути заземлені відповідно до вимог чинних нормативних документів.

Для забезпечення електробезпеки необхідно:

- використовувати автоматичні вимикачі;
- застосовувати пристрої захисного вимкнення;
- виконувати періодичний контроль опору ізоляції;
- проводити інструктаж персоналу щодо безпечної експлуатації електрообладнання.

Роботи з обслуговування електричних елементів повинні виконуватись лише після відключення обладнання від мережі живлення.

Забезпечення нормальних умов праці

Для підтримання безпечних умов праці необхідно забезпечити нормативні параметри мікроклімату виробничих приміщень.

Рекомендовані параметри:

Показник	Значення
Температура повітря	18–24 °C
Відносна вологість	40–60 %
Швидкість руху повітря	до 0,2 м/с
Освітленість робочої зони	не менше 300 лк

Машинні приміщення повинні обладнуватися припливно-витяжною вентиляцією, яка забезпечує необхідний повітрообмін та видалення можливих витоків холодоагенту.

Пожежна безпека

Особливе значення має забезпечення пожежної безпеки під час використання теплових насосів із холодоагентом R290.

Для попередження пожеж необхідно:

- застосовувати негорючі матеріали;
- проводити періодичний контроль герметичності системи;
- обладнувати приміщення первинними засобами пожежогасіння;
- забезпечувати вільний доступ до евакуаційних виходів.

У місцях встановлення обладнання повинні бути розміщені вуглекислотні або порошкові вогнегасники.

Висновки

У результаті аналізу встановлено, що під час експлуатації теплових насосів з використанням відновлюваних джерел енергії основними небезпечними факторами є електричний струм, підвищений тиск у холодильному контурі, шум, вібрації та можливі витoki природних холодоагентів. Найбільшу увагу необхідно приділяти системам на пропані (R290) через його горючість та установкам на аміаку (R717) через токсичність робочого середовища.

Запропоновані заходи щодо електробезпеки, вентиляції, пожежного захисту, контролю герметичності обладнання та організації безпечних умов праці забезпечують надійну та безпечну експлуатацію теплових насосів протягом усього терміну служби.

ВИСНОВКИ

У магістерській кваліфікаційній роботі виконано дослідження ефективності роботи теплових насосів із використанням відновлюваних джерел енергії та природних робочих тіл. Проведений аналіз підтвердив актуальність впровадження теплонасосних технологій як одного з найбільш перспективних напрямів підвищення енергоефективності систем теплопостачання та скорочення споживання традиційних паливно-енергетичних ресурсів.

У ході роботи було проаналізовано сучасний стан розвитку теплонасосної техніки та встановлено, що використання низькопотенційної теплоти навколишнього середовища дозволяє суттєво підвищити ефективність виробництва теплової енергії порівняно з традиційними джерелами теплопостачання. Визначено, що коефіцієнт перетворення енергії сучасних теплових насосів може становити від 3 до 6, що забезпечує значне зменшення експлуатаційних витрат та скорочення споживання первинних енергетичних ресурсів.

На основі аналізу літературних джерел досліджено особливості використання різних видів відновлюваних джерел енергії, зокрема теплоти атмосферного повітря, ґрунту та води. Встановлено, що інтеграція теплових насосів із відновлюваними джерелами енергії є ефективним шляхом досягнення високих показників енергоефективності та екологічної безпеки інженерних систем будівель.

Особливу увагу приділено дослідженню властивостей холодильних агентів, які використовуються в теплонасосних установках. Виконано порівняльний аналіз синтетичних та природних холодоагентів за показниками енергетичної ефективності, екологічної безпечності та економічної доцільності. Встановлено, що природні робочі тіла мають суттєві переваги завдяки низькому потенціалу глобального потепління та відсутності негативного впливу на озоновий шар.

Проведене порівняння холодильних агентів R290, R744 та R717 показало, що найбільш збалансованим рішенням для використання в теплонасосних системах житлових та громадських будівель є холодоагент R290. Він характеризується високим коефіцієнтом перетворення енергії, низьким значенням потенціалу глобального потепління, відносно невисокою вартістю обладнання та прийнятними термінами окупності. Використання теплового насоса на R290 забезпечує поєднання високої енергоефективності та відповідності сучасним екологічним вимогам.

У рамках техніко-економічного аналізу виконано порівняння теплового насоса з традиційними джерелами теплопостачання. Встановлено, що теплонасосна установка дозволяє суттєво скоротити споживання енергоресурсів та зменшити експлуатаційні витрати порівняно з газовими та електричними системами опалення. Незважаючи на вищі початкові капітальні вкладення, використання теплового насоса забезпечує економічний ефект за рахунок значно нижчих витрат на виробництво теплової енергії.

Результати проведених досліджень підтверджують технічну та економічну доцільність впровадження теплових насосів із природними холодильними агентами в сучасних системах теплопостачання. Застосування таких установок сприяє підвищенню енергетичної незалежності, зменшенню викидів парникових газів та забезпеченню сталого розвитку енергетичної галузі.

Отже, поставлену мету роботи досягнуто, а виконані дослідження підтверджують перспективність використання теплових насосів на природних робочих тілах як ефективного та екологічно безпечного джерела теплової енергії для об'єктів різного призначення.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Державні будівельні норми України: Будинки і споруди. Громадські будинки та споруди. Основні положення: ДБН В.2.2.-9-99. Вид. офіц. – К.: Держбуд України, 1999. – 94 с.
2. Державні будівельні норми України: Будинки і споруди цивільної оборони: ДБН В.2.2.-5-97. – Вид. офіц. – К.: Держкоммістобудування України, 1998. – 161 с.
3. Державні будівельні норми України: Будинки та споруди дитячих дошкільних закладів: ДБН В.2.2.-4-97. – Вид. офіц. – К.: Держкоммістобудування України, 1998. – 49 с.
4. Жихарева Н.В. Інноваційні технології кондиціювання повітря в нестационарних умовах. Монографія // Жихарева Н.В. /Одеса, ТЕС. 2022- 264 с.
5. Бойко В. С., Беляєв В. О. Теплові насоси та їх застосування в системах тепlopостачання. Київ : НТУУ «КПІ», 2020. 256 с.
6. Долінський А. А., Басок Б. І. Енергозбереження та енергоефективність в теплотехнологіях. Київ : Наукова думка, 2019. 387 с.
7. Сігал І. Я., Корнієнко В. В. Нетрадиційні та відновлювані джерела енергії. Київ : Центр навчальної літератури, 2021. 312 с.
8. Бойченко С. В. Екологічна безпека холодоагентів та холодильних систем. Київ : НАУ, 2020. 298 с.
9. Харченко В. В., Шевченко О. С. Теплові насоси в системах енергозабезпечення будівель. Одеса : Астропринт, 2022. 245 с.
10. ДСТУ EN 378-1:2017. Холодильні системи та теплові насоси. Вимоги щодо безпеки та охорони довкілля. Частина 1. Основні вимоги, терміни, визначення та критерії класифікації.

- 11.ДСТУ EN 378-2:2017. Холодильні системи та теплові насоси. Вимоги щодо безпеки та охорони довкілля. Частина 2. Проектування, будівництва, випробування, маркування та документація.
- 12.ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування.
- 13.ДСТУ ISO 50001:2020. Системи енергетичного менеджменту. Вимоги та настанови щодо використання.
- 14.Закон України «Про енергетичну ефективність» №1818-IX від 21.10.2021.
- 15.Закон України «Про альтернативні джерела енергії» №555-IV від 20.02.2003.
- 16.Nepbasli A., Kalinci Y. A review of heat pump water heating systems // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2009. Vol. 13. No. 6–7. P. 1211–1229.
- 17.Sarbu I., Sebarchievici C. General review of ground-source heat pump systems for heating and cooling of buildings // Energy and Buildings. 2014. Vol. 70. P. 441–454.
- 18.Arpagaus C., Bless F., Uhlmann M., Schiffmann J., Bertsch S. High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status and future prospects // Energy. 2018. Vol. 152. P. 985–1010.
- 19.Lund J. W., Boyd T. L. Direct utilization of geothermal energy 2020 worldwide review // Geothermics. 2021. Vol. 90.
- 20.IEA. Heat Pumps – Tracking Clean Energy Progress. Paris : International Energy Agency, 2024.
- 21.International Renewable Energy Agency (IRENA). Renewable Energy and Jobs – Annual Review 2024. Abu Dhabi, 2024.
- 22.Calm J. M. The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook // International Journal of Refrigeration. 2008. Vol. 31. No. 7. P. 1123–1133.

23. Pearson A. Natural Refrigerants: Future-proofing cooling and heating technologies // International Journal of Refrigeration. 2021. Vol. 131. P. 1–10.
24. Radchenko A., Forduy S., Korobko V., Zhykharieva N., Hrych A., Khaldobin V., Sichko V. Thermophysical Features of Transforming Gas Engine Heat for Conditioning Inlet Air // Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, 2025. P. 239–251.
25. Radchenko A., Forduy S., Korobko V., Zhykharieva N., Hrych A., Khaldobin V., Sichko V. Gas Engine Inlet Air Conditioning by Heat Recovery with Recirculation of Refrigerant in Air Cooler // Integration of Computer Technologies in Mechanical Engineering. Springer, 2025. P. 239–251.
26. Granryd E., Ekroth I., Lundqvist P., Melinder A. Refrigerating Engineering. Stockholm : Royal Institute of Technology, 2018. 642 p.
27. Cengel Y. A., Boles M. A. Thermodynamics: An Engineering Approach. 10th ed. New York : McGraw-Hill, 2024. 1040 p.
28. Reay D., MacMichael D., Hewitt N. Heat Pumps: Design and Applications. 5th ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2023. 512 p.
29. ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment. Atlanta : ASHRAE, 2024. 1348 p.
30. ASHRAE Handbook – Refrigeration. Atlanta : ASHRAE, 2022. 1670 p.
31. European Heat Pump Association. European Heat Pump Market and Statistics Report 2024. Brussels, 2024.
32. IEA Heat Pump Centre. Heat Pumps in District Heating and Cooling Systems. Report HPT TCP, 2023.
33. United Nations Environment Programme. Natural Refrigerants and Energy Efficiency. Nairobi, 2022.

