

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
ННІ ЕНЕРГЕТИКИ, АВТОМАТИКИ І ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри
інженерії енергосистем
(назва кафедри)

Є.О.Антипов

_____ (підпис)

„_____” _____ 2025р.

БАКАЛАВРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему: Розробка системи теплопостачання фермерського господарства
із застосуванням теплових насосів

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

02.03 – КР. 2024 «С» 2024.11.12 003 ПЗ

Гарант освітньої програми

канд. техн. наук, доцент
(науковий ступінь та вчене звання)

_____ (Підпис)

О.В.Шеліманова

_____ (ПБ)

Керівник

канд. техн. наук, доцент
(науковий ступінь та вчене звання)

_____ (Підпис)

О.В.Шеліманова

_____ (ПБ)

Виконав

_____ (Підпис)

Д.О.Зеленський

_____ (ПБ студента)

КИЇВ – 2025

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
ННІ ЕНЕРГЕТИКИ, АВТОМАТИКИ І ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри
інженерії енергосистем
(назва кафедри)

Є.О.Антипов

_____ (підпис)

„_____” _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання бакалаврської кваліфікаційної роботи студенту
Зеленському Дмитру Олександровичу

Спеціальність (напрямок підготовки): 144 "Теплоенергетика"

Тема бакалаврської кваліфікаційної роботи:

Розробка системи теплопостачання фермерського господарства із
застосуванням теплових насосів

затверджена наказом ректора НУБіП України від "12" 11. 2024 р. №2024«С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру "01" _____ 06 _____ 2025 р.

Вихідні дані до бакалаврської кваліфікаційної роботи: _____

Перелік питань, які потрібно вирішити: _____

1. Характеристика об'єкта проектування
2. Особливості провадження теплових насосів у промислових та комунально-побутових об'єкта
3. Розрахунок теплової потужності технологічних споруд фермерського господарства
4. Розрахунок та вибір теплонасосної установки

Перелік додаткових матеріалів: презентація,

Дата видачі завдання: "14" 11 2024 р

Керівник

канд. техн. наук, доцент
(науковий ступінь та вчене звання)

_____ (Підпис)

О.В.Шеліманова

_____ (ПІБ)

Завдання прийняв до виконання _____

_____ (Підпис)

Д.О.Зеленський

_____ (ПІБ студента)

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень	4
ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА.....	7
ОБ’ЄКТА ПРОЄКТУВАННЯ	7
РОЗДІЛ 2. ОСОБЛИВОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ У ПРОМИСЛОВИХ ТА КОМУНАЛЬНО ПОБУТОВИХ-ОБ’ЄКТАХ	11
2.1. Класифікація теплових насосів.....	12
2.2. Принцип дії теплових насосів.....	13
2.3. Джерела низькопотенційної енергії теплових насосів	14
2.4. Режими роботи теплового насосу.....	15
РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЇ ПОТУЖНОСТІ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ОБ’ЄКТА ПРОЄКТУВАННЯ	24
3.1 Розрахунок теплових втрат через огорожувальні конструкції.....	24
3.3 Розрахунок теплових надходжень.....	28
3.4 Визначення класу енергетичної ефективності будівлі.....	30
Рекомендації	31
РОЗДІЛ 4. МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОНАСОСНИХ УСТАНОВОК ..	33
4.1. ТНУ з горизонтальними ґрунтовими теплообмінниками.....	34
4.2. ТНУ з вертикальними ґрунтовими теплообмінниками.....	40
4.3. Вибір теплового насосу “повітря-повітря”	44
РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛООВОГО НАСОСУ З ПРИВОДОМ ВІД ДИЗЕЛЬНОГО ГЕНЕРАТОРА	48
ВИСНОВКИ.....	50
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	51

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

l – питома робота, кДж/кг; q – питома теплота, кДж/кг;

t – температура, °С;

V – витрата палива, кг/с; м³/с;

C – питома теплоємність, кДж/(кг·°С);

G – масова витрата, кг/с;

N – електрична потужність, МВт;

Q – теплова потужність, МВт;

T – температура, К;

T_{cp} – середня температура теплоносія у випарнику, К;

F – площа розглянутої огорожуючої поверхні;

R – термічний опір розглянутої огорожуючої поверхні;

n – коефіцієнт, за допомогою якого враховується утеплення розглянутої огорожуючої поверхні;

β – коефіцієнт додаткових втрат тепла, який залежить від орієнтації корівника відносно напрямку вітру;

η – коефіцієнт корисної дії (ККД);

λ, π – міра підвищення тиску в компресорі;

COP – коефіцієнт перетворення (опалювальний коефіцієнт).

ДВЗ – двигун внутрішнього згорання;

ДНТ – джерела низькотемпературної теплоти;

ТН – тепловий насос;

ТНУ – теплонасосна установка;

ВСТУП

В сучасних реаліях України за умови частих перерв в електропостачанні та неухильного зростання тарифів на електроенергію для населення електропривід теплової помпи вже не видається найкращим варіантом її живлення. Тому актуальності набувають пошуки альтернативних рішень для привода компресора ТНУ, серед яких на особливу увагу заслуговує застосування дизельного двигуна. Така комбінація дозволяє забезпечити автономну роботу системи опалення навіть за умов нестабільного електропостачання.

У ситуаціях, коли відключення електроенергії тривали годинами або навіть днями, дизельний генератор став важливим елементом системи автономного опалення. Поєднання теплового насоса з дизельним генератором забезпечує стабільне енергопостачання навіть за умов тривалих блекаутів. Гнучкість у виборі режимів роботи генератора може забезпечувати живлення не лише для ТН, а й для інших критично важливих пристроїв у будинку. Також, через використання висококорисного дизельного палива, тепловий насос може споживати менше електроенергії, ніж традиційні електронагрівачі, де витрати на дизельне паливо будуть нижчими за електроенергію в умовах кожнорічного підвищення цін на тарифи енергії.

Поєднання теплового насоса з дизельним генератором має певні труднощі які вимагають якісних розрахувань, для висновку в потрібності такої установки. Через високу вартість палива, ресурсу генератора та початкових інвестицій, і теплові насоси, і генератори є дорогими пристроями. Генератори потребують регулярного технічного обслуговування та можуть мати обмежений ресурс роботи при високих навантаженнях. ТН споживає менше енергії, дизельне паливо може бути дорогим, особливо в умовах дефіциту.

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА

ОБ'ЄКТА ПРОЄКТУВАННЯ

Об'єктом проєктування система теплопостачання фермерського господарства ФГ «Чудова марка», яке знаходиться в м. Біла Церква не подалік від Києва.

Предметом проєктування бакалаврської кваліфікаційної роботи є розробка системи теплопостачання для фермерського господарства із впровадженням енергоефективних технологій та використанням альтернативних джерел енергії.

Фермерське господарство ФГ «Чудова марка» розташоване в місті Біла Церква Київської області за адресою: вул. Заводська, 31 . Підприємство було засноване у 2002 році та є одним із провідних виробників солінь та салатів по-корейськи на українському ринку. У 2016 році господарство стало першим в Україні, хто розпочав виробництво стерилізованих овочів, і на сьогодні залишається лідером у цій галузі [10]/

До складу фермерського господарства входять виробничі цехи, складські приміщення, адміністративна будівля та інші допоміжні споруди. Основна діяльність підприємства включає вирощування овочів, їх переробку та консервування. Асортимент продукції складає понад 30 різних видів солінь, салатів по-корейськи та стерилізованих овочів. Для забезпечення виробництва щорічно вирощуються тисячі тонн свіжих овочів: морква, капуста білоголова, буряк столовий, огірки, томати, перець солодкий, баклажани, кукурудза цукрова солодка .

Підприємство активно інвестує в розвиток власної інфраструктури, що сприяє стабільному зростанню обсягів виробництва та покращенню якості продукції. На виробництві встановлена лінія шокової заморозки та морозильна камера, в якій якісно зберігаються свіжозаморожені овочі для подальшого використання у виготовленні продукції .

Теплопостачання будівель фермерського господарства здійснюється від власної котельні, яка забезпечує необхідний температурний режим для виробничих процесів та опалення приміщень. Враховуючи сучасні вимоги до енергоефективності та екологічності, передбачається модернізація системи теплопостачання з використанням альтернативних джерел енергії, таких як біомаса або сонячна енергія.

Електропостачання підприємства забезпечується від місцевих електромереж, з урахуванням резервного живлення для критичних виробничих процесів. За надійністю електропостачання будівлі фермерського господарства відносяться до II категорії електроприймачів, що допускає перерву в електропостачанні не більше 3,5 годин.

Для забезпечення потреб у холодній питно-господарській воді використовується власна свердловина.

Помірний клімат сприятливий для вирощування сільськогосподарських культур, а саме: всі злакові зернові, цукровий та кормовий буряк, овочі. Найбільше вирощуються фруктові дерева.

Основні кліматичні показники району представлені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Розрахункові параметри зовнішнього повітря при проектуванні систем опалення та вентиляції будівель для Київської області [7]

Найменування параметру	Період року	
	теплий	холодний
Географічна широта, град. с. ш.	51	
Барометричний тиск, ГПа	995	
Зона клімату	нормальна	
Тривалість опалювального періоду, доба	187	
Середня температура за опалювальний період, °С	-1,1	
Температура, °С	24.3	-22

План приміщень об'єкта проектування наведено на рис. 1.1., а їх основні характеристики – в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 - Розрахункові характеристики будівлі

№ поверху	Назва кімнати	Висота поверху, м	Площа м ²	Площа вікон, м ²	Розмір вікон, м	Площа дверей, м ²	Розмір дверей, м
Перший	Головна	2,50	20	2,4	2,0x1,2	1,9	2x0,95
	Офіс	2,50	16	1,2	1,0x0.6	1,9	2x0,95
	Офіс	2,50	16	1,2	1,0x0.6	1,9	2x0,95
	Холл	2,50	17,5				
	Вбиральня	2,50	5,5			1,9	2x0,95
Другий	Вітальня	2,50	18	1,82	1,4x1.3	1,9	2x0,95
	Холл	2,50	25	1,82	1,4x1.3	1,9	2x0,95
	Столова	2,50	14,5	1,82	1,4x1.3	1,9	2x0,95
	Спальня	2,50	12	1,82	1,4x1.3	1,9	2x0,95
	Вбиральня	2,50	5,5			1,9	2x0,95

Зовнішні стіни виконані у вигляді кладки в півтори цеглини з базальтовою ізоляцією завтовшки 200 мм.

Вікна - металопластикові Aluplast-Steko IDEAL 4000, з функцією провітрювання. Розміри:ширина: 600 мм, висота: 1000 мм, овщина: 70 мм

Вхідні двері Redfort Redfort Бостон серія Комфорт 3 контури
Характеристики дверей: Розміри: 860x2040 мм Товщина металу полотна: 1,5 мм Товщина полотна: 96 мм (3 контура) Наповнення полотна: Мінвата

Перекрыття – із залізобетонної плити завтовшки 200 мм з ізоляцією х базальтових плит (стеля) та пінополістірола (підлога).

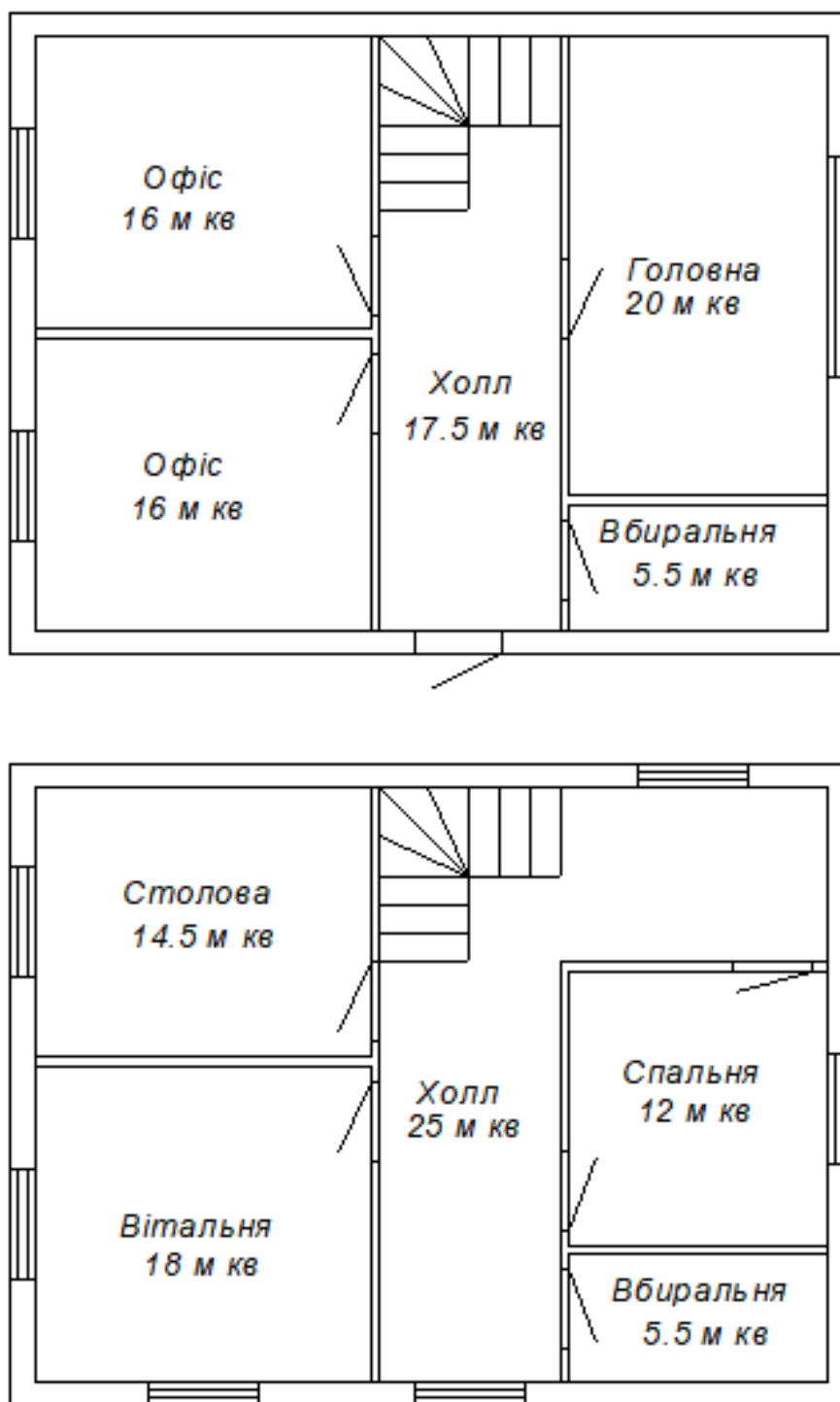


Рис.1.1. Схема двохповерхового офісно-житлового будинку.

Будинок підключений до централізованої системи теплопостачання, має радіаторну систему опалення.

РОЗДІЛ 2

ОСОБЛИВОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ У ПРОМИСЛОВИХ ТА КОМУНАЛЬНО ПОБУТОВИХ-ОБ'ЄКТАХ

Використання теплового насоса має позитивний вплив на навколишнє середовище. Зумовлено воно через використання енергії сонця, скорочення використання викопного палива, які зменшують викиди шкідливих парникових газів в атмосферу планети [3].

Оскільки система опалення на основі теплового насоса встановлюється в межах приватного домогосподарства, промислових або комунально-побутових об'єктах, особливу увагу потрібно звертати на фактор шумового забруднення. Теплообмінник зовнішнього блоку теплового насоса продукує низькочастотні шуми в процесі експлуатації. Для їх мінімізації необхідно встановити тепловий насос на віброопорах, які запобігатимуть передачі вібрацій від теплового насоса до твердої поверхні, на якій він встановлений. Внутрішній блок теплового насоса необхідно встановити на відстані не менше 300 мм від найближчих стін, на твердій поверхні також із застосуванням віброопор. У приміщенні, де встановлено внутрішній блок теплового насоса необхідно встановити додаткову шумоізоляцію для зменшення передачі низькочастотних коливань в інші кімнати приміщення.

Використання теплового насосу не впливає на мікроклімат навколишнього середовища, через його теплову потужність, яка відбирається насосом з навколишнього середовища, повертається у довкілля через теплові втрати будинку [8].

Під час монтажу та експлуатації теплового насоса можливий витік фторовмісних парникових газів, які мають негативний вплив на атмосферу планети і прискорюють глобальне потепління. Для запобігання витоків фторовмісних газів необхідно допускати до монтажних та пусконаладжувальних робіт лише сервісних інженерів із відповідною кваліфікацією.

2.1. Класифікація теплових насосів

Основними параметрами, що характеризують роботу теплового насоса, є його теплова потужність - це кількість тепла, що віддається в систему опалення та споживана електрична потужність. Відношення цих величин називається коефіцієнтом перетворення або COP “Coefficient of Performance”. Він визначається за формулою [1]:

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{теплота}}}{P_{\text{ел}}},$$

де, $Q_{\text{теплота}}$ - корисна теплова потужність, $P_{\text{ел}}$ - споживання електричної потужності.

Класифікуються насоси за різними ознаками, а саме [9]:

- за принципом дії: термоелектричні, адсорбційні, абсорбційні й парокомпресійні;
- за схемою використання - моновалентні (в схемі використовуються лише теплові насоси), бівалентні - теплові насоси в сполученні з додатковим джерелом теплоти (наприклад водогрійний котел), акумуляційний режим (акумулювання теплоти в нічний час зниження навантаження електромережі);
- за джерелами низькопотенційної теплоти - повітря, поверхневі і підземні води, ґрунт, енергія сонця;
- за джерелом низькопотенційної теплоти з нагрівом в середовищі теплового насоса: ґрунт-вода, повітря-вода, ґрунт-повітря, вода-вода, повітря-повітря, вода-повітря;
- за джерелом затрачуваної енергії тепловим насосом, який використовується для роботи з електроенергією, паливом того або іншого виду, або з вторинними енергетичними ресурсами;
- за областю застосування - для вентиляції, кондиціонування повітря, опалення, гарячого водопостачання.

2.2. Принцип дії теплових насосів

Основою принципу дії теплового насосу, це переносити теплову енергію від джерела холодоагента до споживача. Порівнюючи традиційний котел, який просто спалює паливо для отримання тепла, тепловий насос використовує холодоагент і зовнішню енергію для зацикленого “перекачування” тепла. Основним принципом дії за яким працює схема, це парокомпресійний холодильно-тепловий цикл, де холодоагент випаровується при низькому тиску в випарнику, поглинаючи тепло з навколишнього середовища, після чого стискається компресором до високого тиску, перетворюється з рідкого стану в газоподібний, де воно конденсується в конденсаторі, віддаючи тепло споживачеві, далі через розширювальний клапан повертається на випарник., де цикл розпочинається з початку і він є безперервним поки є живлення для насосу.

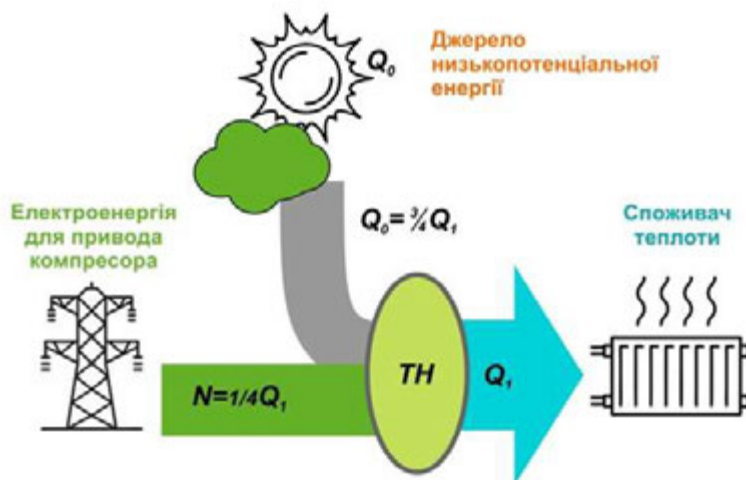


Рис. 2.1. Схема енергопотоків в тепловій pompі

2.3. Джерела низькопотенційної енергії теплових насосів

В повітряному насосі атмосферне зовнішнє повітря рухається в оребрених трубках випарника, яке змушує рухати робоче тіло, де теплота відводиться з конденсатора до повітря, що знаходиться в опалювальних приміщеннях. Цей тип насоса поширений серед мас людей через легкість в монтажі та невеликій ціні в порівнянні з продуктивністю, універсальна можливість працювати як для опалення, так і для охолодження, та їх коефіцієнти продуктивності [13].

Ґрунтовий тепловий насос (геотермальний тепловий насос) – ряд елементів, яка відбирає тепло від землі. На глибині нижче рівня промерзання від 1,5–2 м, температура ґрунту протягом року відносно стабільна, що надає кращі умови випаровуванню робочого тіла, де показники потужності COP вищі за повітряні. Використання джерела теплоти ґрунту відбувається за двома способами: "земляних зондів" та "земляних колекторів". В випадку земляних зондів теплота з відібраного ґрунту передається сумішшю води і антифризу, яка витримує до $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ для того щоб антифриз не замерзав в процесі роботи в зимовий період року. [14].



Рис. 2.2. Джерела теплоти для теплової помпи

2.4. Режими роботи теплового насосу

На протязі року тепловий насос можуть використовувати в різних його режимах, а саме щоб забезпечити для зимового періоду опалення приміщення, та охолодження в літній період з можливістю подачі підігрітої гарячої води.

В зимовий період тепловий насос переносить тепло з навколишнього середовища, а саме від ґрунту, води чи зовнішнього повітря, до системи опалення приміщення будівлі. На випарнику холодоагент поглинає теплоту від джерела, після чого компресор підвищує тиск і температуру холодоагенту. Нагрітий холодоагент конденсується у конденсаторі, віддаючи нагріте тепло внутрішньому теплоносію - воді в контурі опалення або повітрю, яке подається в приміщення. COP у режимі опалення визначається відношенням потужності опалення до споживаної електричної потужності. Він сильно залежить від різниці температур між джерелом і системою опалення. Якщо на вулиці морозна температура і треба подати вищу температуру у систему, для цього компресору доводиться більше піднімати тиск і через це його ефективність знижується. Наприклад, для повітряного теплового насоса при $+6-8\text{ }^{\circ}\text{C}$ надворі COP може досягати $\sim 4-5$, а при $-7-9\text{ }^{\circ}\text{C}$ впасти до $\sim 2-3$.

В літній період тепловий насос може змінювати свій цикл роботи на охолодження. Насос через теплообмінник поглинає тепло з приміщення, де виводиться назовні.

Прилади електричного опалення можуть працювати в наступних режимах: вільний режим, моноенергетичний режим, моновалентний режим, бівалентні режими, акумуляційний режим.

Тепловий насос при вільному режимі роботи постійно приєднаний до мережі та працює за програмою, коли з'являється потреба в покритті теплових втрат на опалення та гаряче водопостачання. В цьому режимі тепла потужність теплового насоса є максимальна на опалення та гаряче водопостачання.

Моноенергетичний режим роботи теплового насоса – це режим, при якому тепловий насос покриває від 70 до 80% максимальної теплової потужності на опалення та гаряче водопотачання, а в пік теплового навантаження вмикається електричний догрівач (“ТЕН”), який покриває 15 – 30% пікових навантажень. Доля теплонасосної установки в середньорічному часі роботи складає приблизно від 92 до 98%. При економії встановлення, моноенергетичний режим роботи може виявитись більш економічно доцільнішим в порівнянні з самою теплонасосною установкою, що працює в моновалентному режимі. Нюанс такого режиму роботи - це встановлена електрична потужність на опалення стає більшою. Наприклад для будівлі з тепловою потужністю 15 кВт електрична потужність теплового насоса буде складати 3 кВт, при коефіцієнті перетворення енергії рівному 5, та електрична потужність догрівача 2.5 кВт, що в сумі дадуть 5.5 кВт встановленої електричної потужності на опалення. З впливних даних висновок по встановленій тепловій потужності теплового насоса знижується, а це зменшує вартість обладнання та вартість монтажу.

Тепловий насос при моновалентному режимі роботи покриває повністю всі тепловтрати на опалення та подачі гарячої води для споживчих потреб. Для будівлі з тепловою потужністю 15 кВт встановлена електрична потужність теплового насоса буде складати 3,75 кВт, при коефіцієнті перетворення енергії рівному 5, а це в 1,46 разів менше ніж встановлена електрична потужність на опалення в моноенергетичному режимі роботи. Це суттєва змога зменшити строк окупності обладнання, враховуючи через постійне збільшення цін на природний газ. При вільному режимі роботи електрична потужність теплового насоса, з розрахунком в години піку максимального навантаження мережі, буде без суттєвого збільшення, навідріз від ввімкненням ТЕНів.

Тепловий насос при бівалентному режимі передбачає роботу теплового насоса у поєднанні з іншим нагрівальним, а саме: електричним, газовим чи твердопаливним котлом. Через його потужність, вибір цього режиму стає

доцільним в необхідності підвищеній температурі опалення внутрішнього середовища при низьких зовнішніх температурах.

Бівалентна система теплового насосу з використанням водогрійного котла в має в собі два режими роботи: бівалентний альтернативний, бівалентний допоміжний.

При бівалентно допоміжному режимі загальна потреба в тепловій енергії забезпечується тепловим насосом і самим котлом. Водогрійний котел використовується як допоміжне джерело подачі теплоти. Керується схема в залежності від температури зовнішнього повітря за допомогою регулятора теплового насоса і потреби в теплі опалювальних контурів. У типових схемах бівалентно допоміжних систем приймають від 60 до 70% потреб об'єкта в теплі. Тривалість роботи насоса протягом всього опалювального періоду становить від 90 до 95% (рис 2.3). У системі опалення, максимальна температура теплоносія не повинна перевищувати 55 °С.

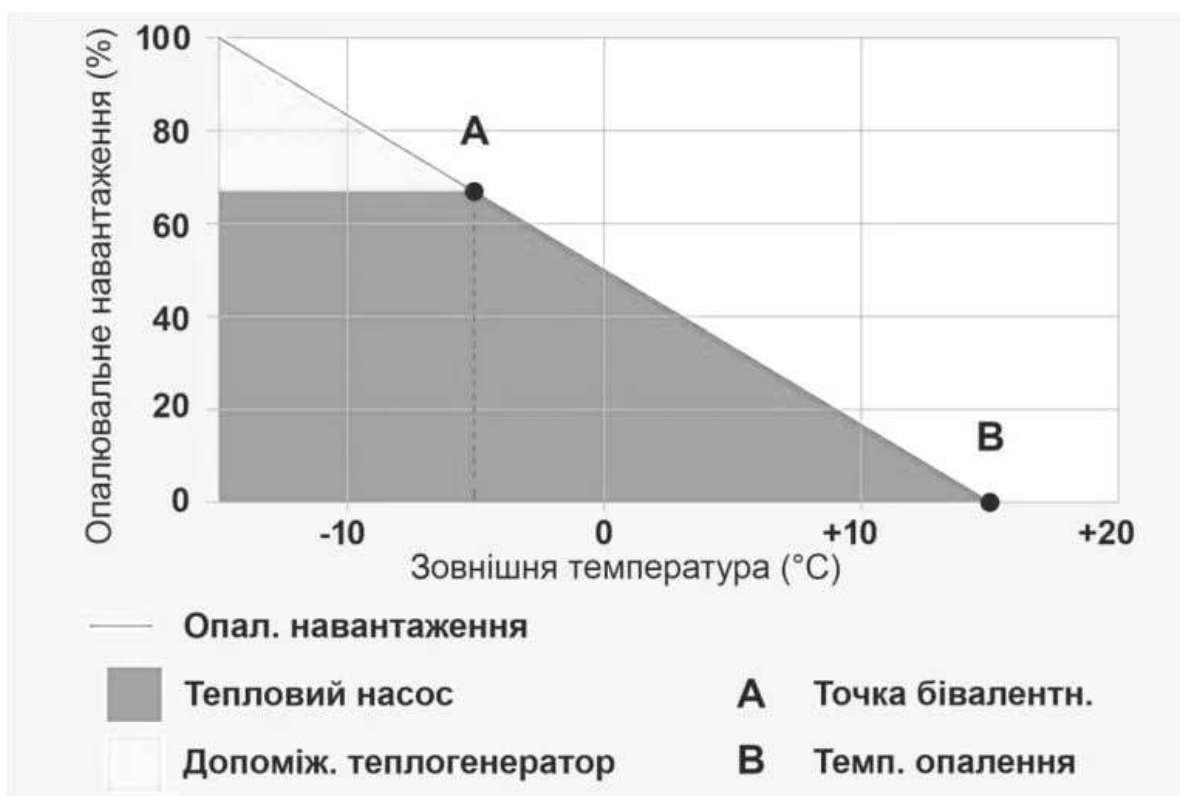


Рис 2.3. Бівалентний допоміжний режим роботи теплового насосу

При бівалентно альтернативному режимі тепловий насос постачає в опалювальні контури тепло до певної температури зовнішнього повітря, а саме бівалентної точки. Після того, як температура зовнішнього повітря опуститься нижче, чим було задане значення, тепловий насос закінчить роботу і завдяки водогрійному котлі, покриє 100% потреби об'єкта в теплі (рис. 2.4.).

Як і у випадку з бівалентно допоміжним, за запуск котла та його регулювання відповідає регулятор теплового насоса. При бівалентно-альтернативному режимі, якщо буде потреба, можна забезпечити температуру подавального теплоносія не вище 55 °С. Бівалентно-альтернативний режим системи більше підходить для будинків із традиційною системою радіаторного опалення.

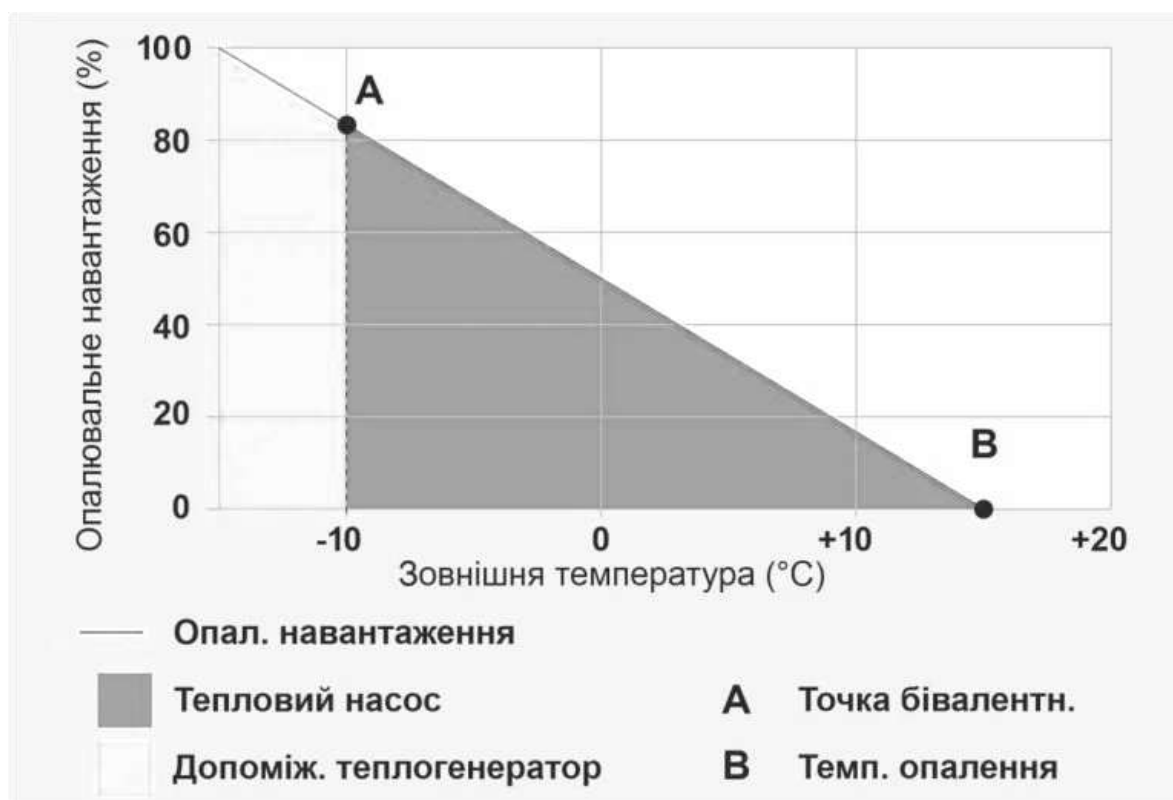


Рис 2.4. Бівалентний альтернативний режим роботи теплового насосу

В акумуляційному режимі тепловий насос здатний накопичувати теплоту в нічні години зниження навантаження електромережі.

В даному режимі роботи тепловий насос акумулює теплову енергію в тепловому акумуляторі, а саме у водяних баках акумуляторах, які встановлюються в будівлях або вмонтовані в спеціально заготовлену яму з утеплювачем, поблизу будівлі та несучих конструкціях будівлі. В цьому режимі встановлена теплова потужність збільшується приблизно в 3 - 4 рази. В ряду переваг є недолік збільшення вартості монтажу та обладнання даної установки. Встановлена електрична потужність теплового насоса практично ідентична встановленій тепловій потужності електроопалення з прямим перетворенням електричної енергії на теплову у вільному режимі роботи другої.

Впроваджуючи теплові насоси у промислових чи на комунально-промислових об'єктах, позитивно впливає на використанні органічного палива та термін окупності теплових насосів з електричним приводом компресора. Альтернативу ТНУ з електроприводом можуть складати теплові насоси з приводом компресора від ДВЗ або від газової турбіни, економічна ефективність яких не залежить від вартості електроенергії.

Тобто, можливе створення когенераційних систем з тепловими насосами для роботи в системах теплопостачання. Це відповідає тенденціям розвитку паливно-енергетичного комплексу країни, а також перспективним програмам розвитку житлово-комунального господарства.

Ефекти економії палива когенераційною установкою в порівнянні з роздільним виробництвом тієї ж кількості теплоти та електроенергії досягається за рахунок заміщення частини палива, що спалювалось в котлі, теплотою відпрацьованих газів двигуна або газотурбінної установки. Перевагою когенераційних установок є те, що електроенергія виробляється практично в місці її споживання. Це ліквідує колосальні втрати (які досягають в деяких випадках 50 %) в лініях електропередачі.

Не дивлячись на переважне поширення в світі тепло помпових установок з електроприводом, почали більше створювати і впроваджувати ТПУ з приводом компресора від дизельних двигунів. Застосування таких

установок може розглядатись як один з важливих напрямів енерго- і ресурсозбереження, оскільки передбачає утилізацію відхідних газів після двигуна.

Принципова схема такої ТПУ показана на рис. 2.5. Привод компресора ТПУ здійснюється за допомогою дизельного двигуна 5, електрогенератора 6, електродвигуна 4 і мультиплікатора 3.

Частка зворотної мережевої води із системи теплофікації поступово підігрівається в утилізаційних поверхнях системи охолодження двигуна 7 і в утилізаторі відхідних газів 8 до температури підігрітої в ТПУ води $T_{\text{тп}}$.

Далі, в залежності від температурного режиму роботи теплової мережі, гаряча вода може додатково підігріватись у водогрійному котлі або безпосередньо надходити до теплових споживачів 13.

$T_{\text{пмв}}$, $T_{\text{змв}}$ – температури прямої та зворотної мережевої води в системі теплопостачання відповідно; $T_{\text{тп}}$ – температура мережевої води після підігріву в ТПУ.

На рис.2.6 показані закономірності зміни коефіцієнта перетворення енергії і питомої витрати умовного палива V , кг/ГДж в залежності від температури прямої мережевої води для $T_{\text{змв}} = 55$ °С.

З рисунка видно, що для режимів з більшими значеннями $T_{\text{пмв}}$ підвищується оптимальне значення температури $T_{\text{тп}}$, що зумовлює зростання потужності компресора, збільшення витрати палива на його привод і зменшення коефіцієнта перетворення ϕ .

Порівняльні безрозмірні показники ефективності роботи теплопомпових установок з електроприводом і з дизельним приводом компресора, наведені на рис. 2.7

$$V^* = V_e/V_d,$$

де індексом «д» позначені величини для ТПУ з дизельним двигуном, а індекс «е» – для ТПУ з електроприводом компресора.

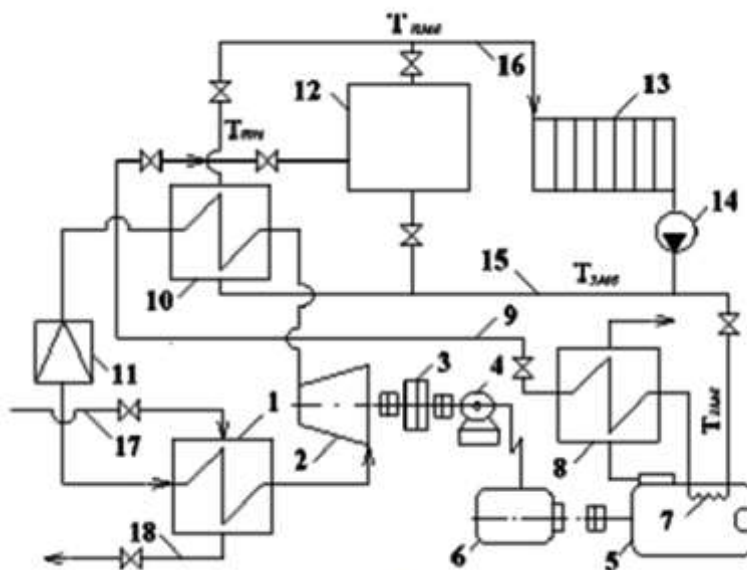


Рис. 2.5 - Принципова схема ТПУ з дизель-генераторним приводом компресора і з утилізацією теплоти відхідних газів після дизеля:

1 – випарник ТНУ; 2 – компресор; 3 – мультиплікатор; 4 – електродвигун;
 5 – дизельний двигун; 6 – електрогенератор; 7 – теплообмінна поверхня системи охолодження дизеля; 8 – утилізатор відхідних газів після дизельного двигуна; 9 – лінія гарячої мережевої води від утилізатора;
 10 – конденсатор ТНУ; 11 – дросельний вентиль; 12 – водогрійний котел;
 13 – теплові споживачі; 14 – мережевий насос системи теплофікації;
 15 і 16 – лінія прямої та зворотної мережевої води відповідно;
 17 і 18 – лінія підведення і відведення «холодного» теплоносія у випарник ТНУ.

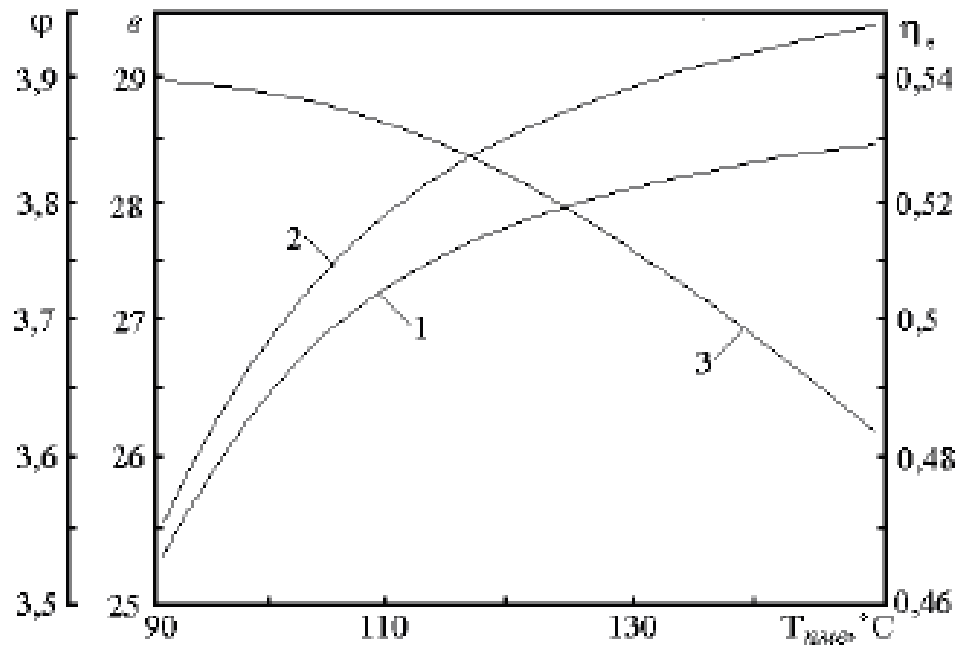


Рис. 2.6 - Показники роботи ТПУ з дизельним приводом компресора:

1 – питома витрата в умовного палива B кг/ГДж;

2 – ексергетичний ККД η_ϵ ; 3 – коефіцієнт перетворення ϕ

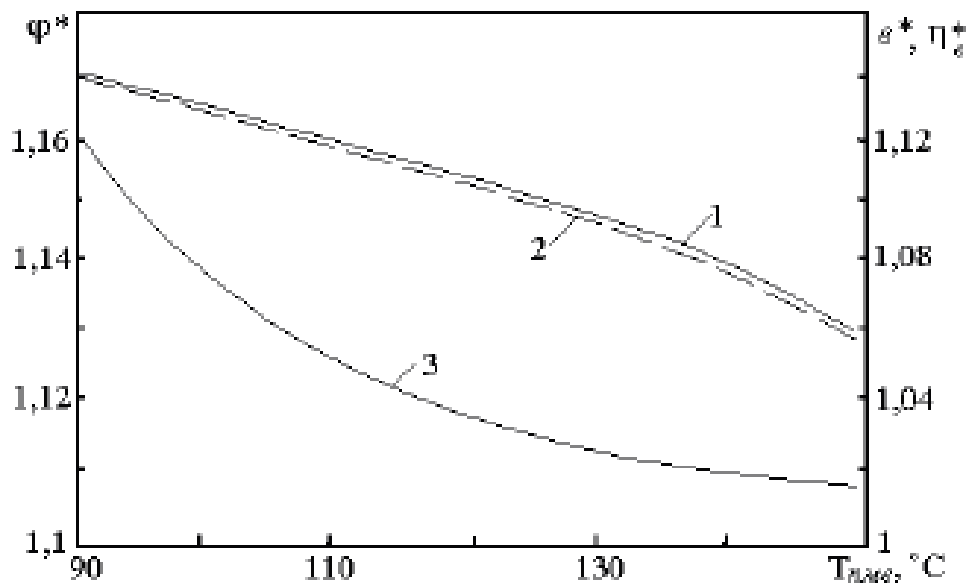


Рис. 2.7 - Відносні показники ефективності роботи ТНС за умови $T_{змв} = 55^\circ\text{C}$:

1 – значення B^* ; 2 – η_ϵ^* ; 3 – ϕ^*

Видно, що показники роботи ТПУ з дизельним приводом компресора кращі, ніж такі для ТПУ з електроприводом компресора. Ці показники зменшуються у міру зростання температури $T_{пмв}$, що пов'язано зі зменшенням частки завантаження ТНУ β і відповідно збільшенням частки завантаження водогрійних котлів.

На рис. 2.8 показані залежності додаткової економії умовного палива за рахунок впровадження ТПУ з дизельним приводом компресора і утилізацією теплоти відхідних газів від двигуна. Крива 1 характеризує економію палива в порівнянні з роботою ТПУ з електроприводом компресора, а крива 2 – економію палива в порівнянні з роботою водогрійної котельні. Тут також наведено залежність зміни частки завантаження ТПУ (крива 3). Ці залежності свідчать про ефективнішу роботу ТПУ з дизельним приводом компресора.

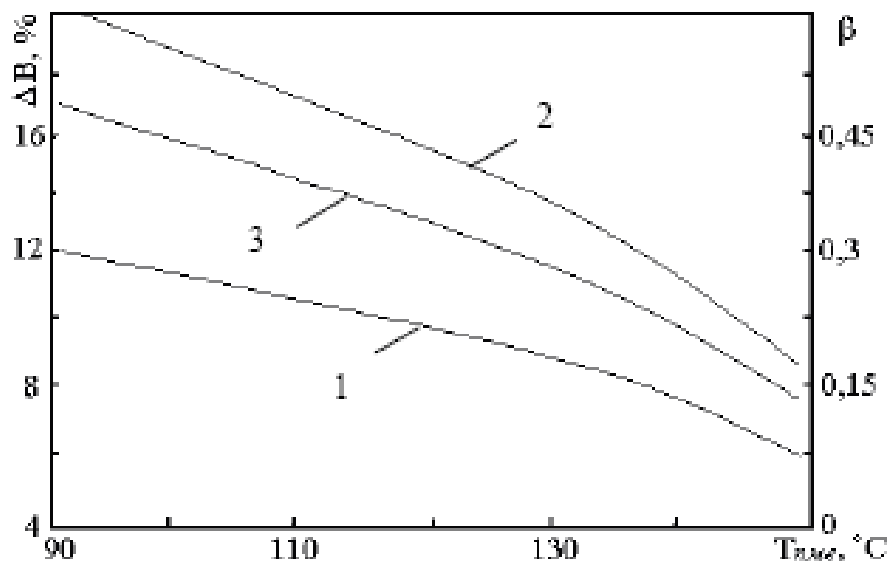


Рис. 2.8 - Значення економії умовного палива ΔB відносно роботи ТПУ з електроприводом та частки навантаження ТПУ: 1 – економія палива на ТПУ; 2 – на системі в цілому; 3 – зміна частки навантаження ТПУ

Економія палива на таких установках може складати 21 %, тобто підвищена в порівнянні з роботою ТПУ з електроприводом компресора на 7 %.

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЇ ПОТУЖНОСТІ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ОБ'ЄКТА ПРОЄКТУВАННЯ

Розрахункові теплові потужності споживачів теплоти визначають на основі проектів систем опалення, вентиляції, гарячого водопостачання і технологічного теплопостачання споруд та об'єктів.

До теплових втрат належать дві головні складові: втрати тепла через огороджувальні конструкції будівлі (стіни, вікна, покрівлю, підлогу, двері тощо) та втрати тепла на вентиляцію – як контрольовану подачу свіжого повітря (організовану), так і підсмоктування холодного повітря крізь нещільності (неорганізовану інфільтрацію). Повна теплова потужність визначається сумуванням двох головних складових:

Розрахункові теплові втрати будівлі Q_1 , кВт, визначаються за формулою [5]:

$$Q_1 = Q_a + Q_v, \quad (3.1)$$

де Q_a , кВт – теплові втрати через огороджувальні конструкції;

Q_v кВт – теплові втрати на нагрів інфільтраційного повітря.

3.1 Розрахунок теплових втрат через огороджувальні конструкції

Теплові втрати $Q_{\text{т.втр.}}$, кВт, розраховуються для кожної огороджувальної конструкції приміщення за формулою

$$Q_a = \frac{1}{R} \cdot A \cdot (t_e - t_o) \cdot (1 + \sum \beta) \cdot n \cdot 10^{-3}, \quad (3.2)$$

де A , м² – площа поверхні огороджувальної конструкції;

R , (м²·°С)/Вт – термічний опір конструкції;

$t_{в}$, $t_{о}$ – розрахункові температури внутрішнього та зовнішнього повітря;

n – коефіцієнт, який залежить від положення зовнішньої поверхні огорожувальної конструкції по відношенню до зовнішнього повітря; визначається за даними [8];

β – додаткові теплові втрати (у відсотках до основних теплових втрат), які враховуються для зовнішніх вертикальних та похилих поверхонь

Термічний опір огороження R , (м²·°С)/Вт, визначається для кожної конструкції як сума

$$R = R_3 + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + R_6, \quad ,$$

(3.3)

де R_3 , R_6 , (м²·°С)/Вт – термічні опори тепловіддачі від зовнішньої та до внутрішньої поверхонь конструкції;

δ_i , м – товщина прошарку;

λ_i , Вт/(м·К) – теплопровідність матеріалу прошарку;

n – кількість прошарків у будівельній конструкції.

Втрати теплоти через неутеплену підлогу визначаються за окремими зонами – смугами шириною 2 м, паралельними зовнішнім стінам.

Сумарні втрати через підлогу Q_n , кВт, розраховуються за формулою

$$Q_n = \sum_{i=1}^n \frac{F_i}{R_i} (t_{в} - t_{о}) \cdot 10^{-3},$$

(3.4)

де F_i , м² – площа однієї зони;

R_i , (м²·°С)/Вт – опір теплопередачі відповідних зон; для першої зони $R = 2,1$ (м²·°С)/Вт, для другої – $R = 4,3$ (м²·°С)/Вт, для третьої – $R = 8,6$ (м²·°С)/Вт, для решти підлоги – $R = 14,2$ (м²·°С)/Вт; n – кількість зон.

В таблиці 3.1. наведені розрахункові термічні опори окремих огорожувальних конструкцій будівлі, а в таблиці 3.2 – нормативні значення цих величин.

Таблиця 3.1 - Розрахункові термічні опори окремих огорожувальних конструкцій

№	Найменування огороження	Площа, м ²	Складові огорожувальної конструкції	Характеристики		
				d _i , м	λ, Вт/(м·°С)	R, м ² ·°С/Вт
1	Зовнішні стіни	175	Кладка в півтори цегли	0,375	0,74	4,328
			Внутрішня штукатурка	0,02	0,92	
			Базальтові плити	0,2	0,05	
2	Стеля	75	Внутрішнє оздоблення з гіпсокартону	0,01	0,22	4,0
			Залізобетонна плита	0,2	1,51	
			Пароізоляційна плівка RoofOK 110	0,00002	0,36	
			Базальтові плити	0,2	0,05	
3	Вікна	14,56	Aluplast 7000	0,07		0,875
4	Двері	1,9	Redfort Бостон (мінвата)	0,096		1,6
5	Підлога	75	Залізобетонна плита	0,2	1,51	3,07
			Пінополістирол	0,1	0,034	

Таблиця 3.2 – Нормативні значення термічного опору [6]

№ п/п	Вид огорожувальної конструкції	Значення R _q min (м ² ·К/Вт) для температурної зони	
		I	II
1	Зовнішні стінові огорожувальні конструкції	4,00	3,50
2	Суміщені покриття, що межують із зовнішнім повітрям	7,00	6,00
3	Покриття опалюваних горищ (технічних поверхів), мансард, горищні перекриття неопалюваних горищ	6,00	5,50
4	Перекриття, що межують із зовнішнім	5,00	4,00

	повітрям, та над неопалюваними підвалами		
5	Світлопрозорі огорожувальні конструкції	0,90	0,70
6	Зенітні ліхтарі	0,80	0,70
7	Зовнішні двері	0,70	0,60

Як видно з таблиць, термічні опори практично всіх огорожувальних конструкцій відповідають сучасним нормативам.

В таблиці 3.3 зведені розрахунки втрат теплоти, виконані за формулою (3.2) за допомогою за стосунку [11]

Таблиця 3.3 - Втрати теплоти огорожувальними конструкціями будівлі

Огородження	Площа F, м ²	R, м ² *°C/Вт	Q _{заг} , кВт
Зовнішні стіни	175	4,328	1,567
Вікна	14,56	0,875	0,670
Двері	1,9	1,6	0,50
Стеля	75	4,0	0,724
Підлога	75	3,07	0,56
Разом			4,021

3.2 Втрати теплоти з вентиляційним повітрям

Теплові втрати Q_v , кВт, розраховуються для кожного приміщення з вікнами за формулою

$$Q_v = 0,337 \cdot A_{\text{п}} \cdot h \cdot (t_g - t_o) \cdot 10^{-3}, \quad (3.5)$$

де $A_{\text{п}}$, м² – площа підлоги приміщення; h , м – відстань від підлоги до стелі.

$$Q_e = 0,337 \cdot 96,5 \cdot 2,5 \cdot 38 \cdot 10^{-3} = 3,059$$

Розрахункові теплові втрати складуть, кВт:

$$Q_1 = 4,021 + 3,059 = 7,08$$

3.3 Розрахунок теплових надходжень

При виборі обладнання теплового насосу “повітря-повітря”, важливою складовою є правильно розрахувати теплонадходження в приміщення. Врахувавши всі теплонадходження при розрахунку системи опалення, воно допоможе заощадити на купівлі обладнання, щоб не переплачувати за більшу потужність та на енергоносіях. Якщо не враховувати розрахунок системи вентиляції, опалення і охолодження, воно може привести до підвищених витрат і неоптимальні кліматичні умови для перебування в приміщенні. Розрахунок теплових надходжень в приміщення буде враховувати основні теплонадходження. Для комфортного перебування в приміщенні, і не втрачалось на цьому зайве навантаження, потрібно щоб холодопродуктивність теплового насосу була трохи більшою за величину реальних теплових надходжень в приміщеннях.

Друга група теплонадходжень, це тепловиділення від внутрішніх джерел у приміщенні, - від людей, освітлення, електрообладнання.

Тепловиділення приймають $q \approx 80-250$ Вт на особу залежно від діяльності: для спокійного стану (сидячи, відпочинок) ~ 80 Вт, при легкій активності (ходьба по дому, легка робота) ~ 125 Вт, при середній активності ~ 170 Вт, при значній активності (фізична робота, заняття спортом) 250 Вт і більше. Так як робота відбувається в офісах, приймаю значення 125 Вт.

Тепловиділення від людей та електрообладнання можна визначити за формулами (3.6) та (3.7), відповідно:

$$Q_n = q_n \cdot n \tag{3.6}$$

$$Q_e = N_e \cdot i \cdot k \tag{3.7}$$

де

n - кількість людей у відповідному стані;

q_d - тепловиділення однієї людини, Вт/людину;

N_e - електрична потужність одиниці обладнання, Вт (див табл 3.5);

i - коефіцієнт перетворення електричної енергії в теплову (приймаємо коефіцієнт електродвигунів за $i = 0.3$, так як на виділення теплоти йде близько 30% від максимальної споживаної потужності електричних приладів;

k - коефіцієнт одночасності роботи, оскільки сумарна потужність менше 20 кВт, приймаємо $k = 0,6$

Таблиця 3.5.- Дані для розрахунку теплових надходжень від електричних приладів

№	Назва споживача	Потужність, Вт	Кількість, шт	Загальна потужність, Вт
1	Чайник	1 000	1	1000
2	Холодильник	600	1	600
3	Телевізор	100	1	100
4	Комп`ютер	300	3	900
Разом:				2600

$$Q_d = 90 \cdot 4 = 360 \text{ Вт}$$

$$Q_e = 2600 \cdot 0,3 \cdot 0,6 = 468 \text{ Вт}$$

Тоді теплонадходження Q_2 , кВт

$$Q_2 = Q_d + Q_e = 0,36 + 0,468 = 0,828$$

Необхідна потужність системи опалення, кВт

$$Q_o = Q_1 - Q_2 = 7,08 - 0,828 = 6,252$$

3.4 Визначення класу енергетичної ефективності будівлі

2021 року критерієм, за яким оцінюється енергетична ефективність будівель при реконструкції, капітальному ремонті, термомодернізації об'єкта будівництва є показник питомого енергоспоживання при опаленні та охолодженні, що має відповідати умові [6]:

$$E_{P_{use}} \leq 1,2 \times E_{P_p}$$

де: $E_{P_{use}}$, [кВт·год/м³] – розрахункове питома енергоспоживання

E_{P_p} , [кВт·год/м³] – граничне значення питомого енергоспоживання при опаленні будівлі. (табл.. 3.6)

Таблиця 3.6 Нормативні максимальні тепловитрати багатопверхових будинків,
 E_{max} , кВт·год/м², [кВт·год/м³]

N з/п	Вид будівлі (еталонні будівлі)	Граничне значення питомого енергоспоживання будівель при опаленні та охолодженні, E_{P_p} , кВт·год/м ² [кВт·год/м ³], для температурної зони України	
		I	II
1	Будівлі житлові (поверховість):		
	від 1 до 3	120	110
	від 4 до 9	85	75
	від 10 до 16	75	70
	17 і більше	70	65
2	Громадські будівлі (поверховість):		
	від 1 до 3	[38 Λ_{bci} + 15]	[34 Λ_{bci} + 13]
	від 4 до 9	[30]	[25]
	10 і більше	[25]	[20]
3	Окремі типи громадських будівель:		
3.1	Будівлі готельні	57 Λ_{bci} + 60	50 Λ_{bci} + 55
3.2	Будівлі закладів освіти	[55 Λ_{bci} + 24]	[52 Λ_{bci} + 23]
3.3	Будівлі закладів дошкільної освіти	[32]	[28]
3.4	Будівлі закладів охорони здоров'я	[30]	[26]
3.5	Будівлі торговельні	[33 Λ_{bci} + 17]	[26 Λ_{bci} + 15]
Примітка: Λ_{bci} - коефіцієнт компактності будівлі, м ⁻¹ , знаходиться згідно з ДБН В.2.6-31:2016 "Теплова ізоляція будівель".			

Клас енергетичної ефективності визначається за відсотковою різницею між показниками EP_{use} та EP_p згідно таблиці 3.67

Таблиця 3.7.- Класифікація будинків за енергетичною ефективністю

Класи енергетичної ефективності будинку	Різниця в % розрахункового або фактичного значення питомих тепловитрат, $q_{буд}$, від максимально допустимого значення, E_{max} , $[(q_{буд} - E_{max}) / E_{max}] \cdot 100\%$	Рекомендації
A	мінус 50 та менше	
B	від мінус 49 до мінус 20	
C	від мінус 20 до 0	
D	від 0 до плюс 20	
E	від плюс 20 до плюс 35	
F	від плюс 35 до плюс 50	
G	плюс 50 та більше	

Річне споживання теплоти будівлею визначається за формулою:

$$Q_{рік} = Q \frac{t_{вн} - t_{с.о}}{t_{вн} - t_{р.о.}} n_o 24 \quad (3.8)$$

де Q – потужність системи опалення, кВт;

n – тривалість опалювального сезону

$t_{р.о.}$ – розрахункова температура зовнішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{с.о.}$ – середня за опалювальний сезон температура зовнішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$;

t_B - температура внутрішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$;

В нашому випадку

$$Q_{\text{рік}} = 6,25 \frac{(18 - (-1,1))}{(18 - (-22))} 180 \cdot 24 = 12903 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

Оскільки об'єм будівлі $V = 375 \text{ м}^3$

$$q_{\text{буд}} = 34,4 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{м}^3$$

Коефіцієнт компактності будівлі визначимо за рекомендаціями [3]

$$\Lambda_{\text{bci}} = A_{\Sigma} / V$$

де A_{Σ} - загальна площа внутрішньої поверхні зовнішніх огорожувальних конструкцій, м^2 ; V - будівельний об'єм, м^3 .

$$\Lambda_{\text{bci}} = 225/375 = 0,6 \text{ м}^{-1}$$

Тоді $E_{\text{max}} = 38 \cdot 0,6 + 15 = 37,8 \text{ кВт} \cdot \text{год} / \text{м}^3$

$$[(q_{\text{буд}} - E_{\text{max}}) / E_{\text{max}}] \cdot 100\% = [(34,4 - 37,8) / 37,8] \cdot 100 = -9\%$$

Таким чином, клас енергоефективності будівлі (згідно табл. 3.7) «С».

Для застосування відновлюваних джерел енергії (ВДЕ) у будівлі, згідно Державних будівельних норм вона повинна мати клас енергоефективності не нижче класу «С».

Отже об'єкті проектування ми маємо право встановити тепловий насос для опалення.

РОЗДІЛ 4

МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ ТЕПЛОНАСОСНИХ УСТАНОВОК

Теплові розрахунки - це процес аналізу та оцінки теплових потоків, температурних полів та інших параметрів, пов'язаних з передачею, розподілом та використанням тепла в різних системах та пристроях. Методи теплових розрахунків поділені на три основні категорії: аналітичні, чисельні та експериментальні.

Аналітичні методи засновані на аналітичному вирішенні рівнянь теплопровідності, конвекції та випромінювання для певних граничних та початкових умов. Аналітичні рішення можуть бути знайдені для простих геометричних форм та умов граничних умов. Вони надають точні аналітичні вирази для температурних полів та теплових потоків, що забезпечує розуміння основних принципів теплоперенесення в системі. До прикладу при розрахунку теплонасоса враховують теплові баланси та термодинамічні співвідношення ККД. Теоретичний ККД ідеального теплонасоса виражається формулою (4.1):

$$COP_{\text{тепл}} = \frac{T_{\text{Г}}}{T_{\text{Г}} - T_{\text{Х}}} \quad (4.1)$$

де, $T_{\text{Г}}$ і $T_{\text{Х}}$ - абсолютні температури гарячого і холодного джерела

Чисельні методи включають в собі чисельне розв'язання рівнянь теплопровідності, конвекції та випромінювання з використанням різних алгоритмів і наближень. Найбільш поширені чисельні методи включають метод кінцевих різниць, метод кінцевих елементів та метод кінцевих обсягів. Численні методи дозволяють моделювати складні геометрії та граничні умови, а також враховувати різні механізми теплообміну.

Експериментальні методи включають в собі проведення фізичних експериментів, таких як вимірювання температур, теплових потоків та інших параметрів у реальних системах чи моделях. Експериментальні методи можуть включати використання лабораторного обладнання, тепловізорів, термопар та інших приладів для вимірювання теплових величин.

4.1. ТНУ з горизонтальними ґрунтовими теплообмінниками

Теплонасосна установка з горизонтальним контуром працює за рахунок прокладених горизонтально полімерних труб на малій глибині, для передачі теплової енергії споживачу.

Ця теплонасосна установка має в своїй схемі 3 контури. Зовнішній контур прокладається в землі, для відбирання теплової енергії. Другий контур – тепловий насос. Через нього проходить холодоагент, який потрапляє в випарник, де в свою чергу виникає реакція підвищення температури. Останній третій контур – система опалення в будинку, в якій циркулює нагріта для опалення вода.

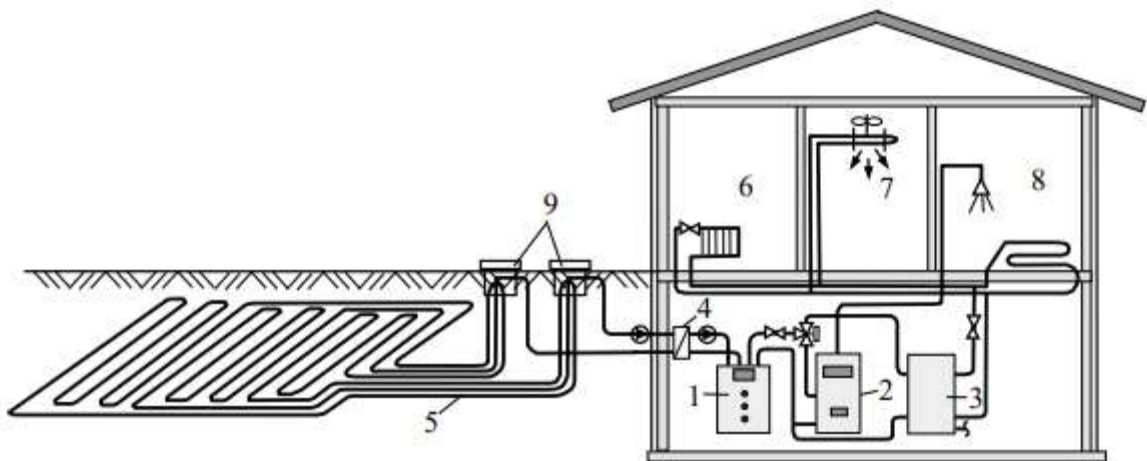


Рис. 4.1. Пристрій теплонасосної системи теплопостачання будівлі з ґрунтовими колекторними теплообмінниками: 1 – тепловий насос; 2 – теплогенератор(ДДЕ); 3 – бак-акумулятор; 4-теплообменник (з альтернативою відсутності); 5 – трубопроводи до низькопотенціального джерела; 6,7,8, – приміщення з низькотемпературними системами опалення; 9 – розподільчі та збірні колектори

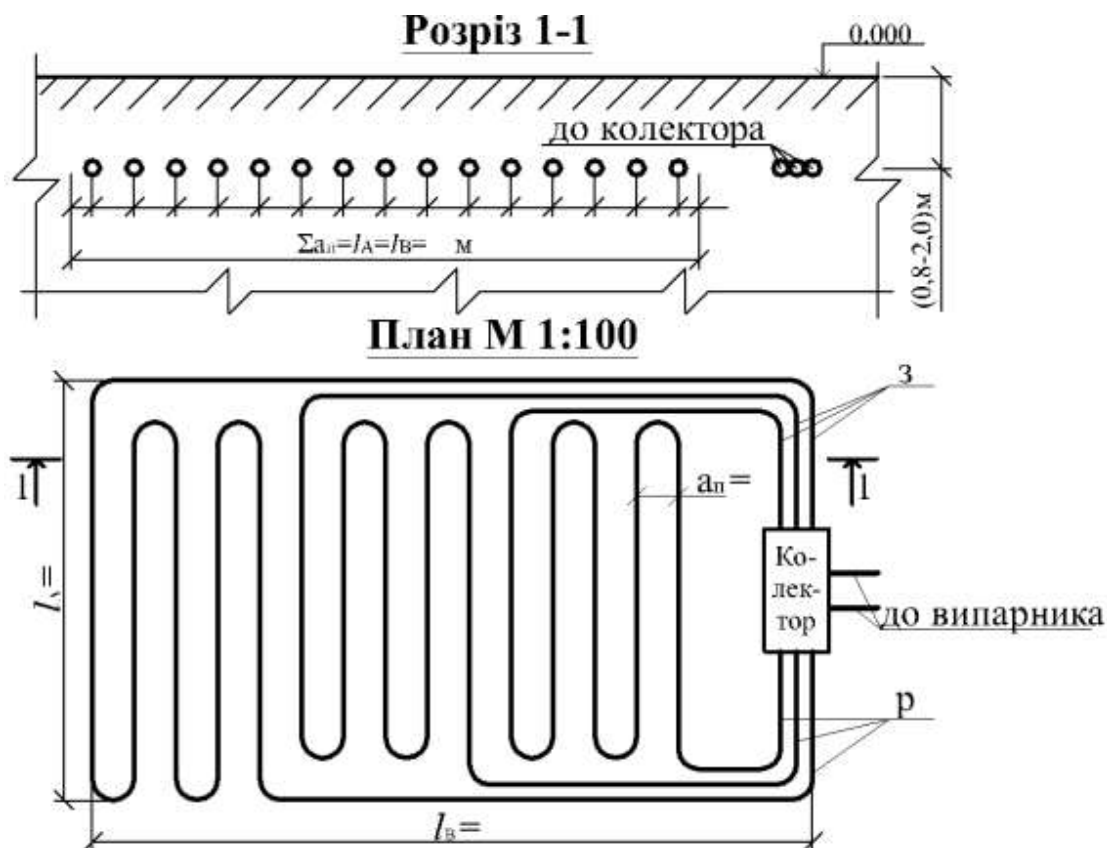


Рис. 4.2. План-схема розміщення горизонтального теплообмінника на ділянці. Умовні позначення: p – від розподільчого колектора; z – до збірного колектора.

Холодоагент в землі нагрівається на $\sim 7-13^\circ\text{C}$. Земляний зонд теплового насоса ґрунт вода, тобто теплообмінник, який закопаний на певну глибину, збирає теплову енергію. І за допомогою теплоносія ця енергія переноситься в тепловий насос, а саме в випарник.

Проектування ґрунтового теплообмінника починається з визначення теплового навантаження будівлі. Для цього потрібно знати теплову потужність $Q_{\text{ТП}}$, кВт, теплового насосу, що буде встановлений у будинку, і його розрахунковий коефіцієнт перетворення ε , щоб знати розмір виритого котловану довжиною L , труб у ньому. Формула (4.2) виглядає наступним чином:

$$L = \frac{10^3 \cdot Q_{\text{ТПУ}}}{q_r} \cdot \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \right) \quad (4.2)$$

- де L - загальна довжина труб, м.
- q_r – питомий тепловий потік, Вт/м

Величину q_r важко розрахувати, так як вона залежить від безлічі факторів. Для її точного вирахування значення використовують лише експериментальний метод. Для попередніх розрахунків приймають $q_r = 25$ Вт/м, але для ґрунтів в різних широтах з різними теплопровідностями, величина може коливатися в різних діапазонах. Під час опалювального періоду, тепловий потік від ґрунтового масиву зменшується, так як воно змінне. З кожним наступаючим опалювальним періодом, умови опалення погіршенні, ніж в попередній. Зв'язано воно через процес стабілізації, який настає через декілька років.

З виконаних аналізів залежностей величини теплового потоку від деяких факторів, що впливають на нього, що дозволяє відобразити функцію теплового потоку від ґрунту до горизонтально прокладеного трубопроводу у вигляді (4.3):

$$q_r = (1.4 \cdot \lambda - 0,5) \cdot \left(\frac{W_X}{W_T} + 1 \right) \cdot (t_{gr} - t_x) \quad (4.3)$$

- де λ – теплопровідність ґрунта, Вт/(К·м);
- W_X і W_T – кількість використовуваного із ґрунту холоду й тепла за рік, виражені в однакових одиницях виміри;
- t_{gr} – температура ґрунту у природному стані, °С;
- t_x – середня температура рідини, що охолоджує ґрунт, °С.

Дані про теплопровідність деяких ґрунтів наведені в таблиці 4.1

Таблиця 4.1.- Теплопровідність ґрунтів

Щільність сухого ґрунта, т/м ³	Волога в долях одиниці	Теплопровідність, λ , Вт/(К·м), ґрунта для горизонтальних (Г) и вертикальних (В) трубопроводів					
		Піски		Супесі		Суглинки і глини	
		Г	В	Г	В	Г	В
1,4	0,35	–	–	3,81	3,89	3,32	3,40
	0,30	–	–	3,68	3,76	3,07	3,14
	0,25	4,03	4,12	3,32	3,39	2,82	2,88
	0,20	3,32	3,38	2,82	2,87	2,33	2,37
	0,15	2,93	2,99	2,32	2,37	1,84	1,88
	0,10	2,32	2,36	1,96	2,00	1,48	1,51
	0,05	1,57	1,61	1,35	1,37	0,97	0,99
1,6	0,30	–	–	3,98	4,02	3,56	3,63
	0,25	5,28	5,37	3,80	3,88	3,20	3,26
	0,20	4,53	4,62	3,42	3,49	2,81	2,87
	0,15	3,79	3,86	3,06	3,12	2,32	2,37
	0,10	3,05	3,11	3,41	3,47	1,84	1,87
	0,05	2,21	2,24	1,70	1,74	1,20	1,22
1,8	0,20	5,63	5,72	3,93	4,00	3,32	3,38
	0,15	4,78	4,84	3,54	3,60	2,96	2,99
	0,10	4,34	4,21	3,05	3,11	2,21	2,26
	0,05	3,04	3,09	2,1	2,12	1,47	1,50

Під час монтажу труби розкладають з певним інтервалом між сусідніми, щоб запобігти перекриттю зон тепловідбору і суцільному промерзанню ґрунту між трубами. Відстань між трубами залежить від діаметра. Беруть не менше 0,5 - 0,7 м. Для труб діаметром 0.2 м достатньо 0.3 м, для труби, діаметром 0.25 м, беруть близько 0.5 м. Для 0.32 м беруть відстань в 0.7 м. При меншій відстані труби мішатимуть друг другу і ґрунт може промерзати суцільно . Загальна довжина труби в одному контурі обмежується ~100 м, для уникнення надмірних гідравлічних втрат тиску і забезпечити рівномірний розподіл теплоносія. Більш щільне укладання труб небажане, тому що зменшення загального теплового потоку від землі в цьому випадку важко оцінити. При збільшенні відстані між трубами виникне збільшення обсягу земляних робіт. Принімаючи крок труб у котловані рівним одному метру, його площа, виражаючи у квадратних метрах, приблизно чисельно дорівнює

загальній довжині труб, обчисленої по формулі 4.3.

Для зменшення витрат на земляні роботи, труби укладають не в котлован, а у звичайну канаву (рис. 4.3).

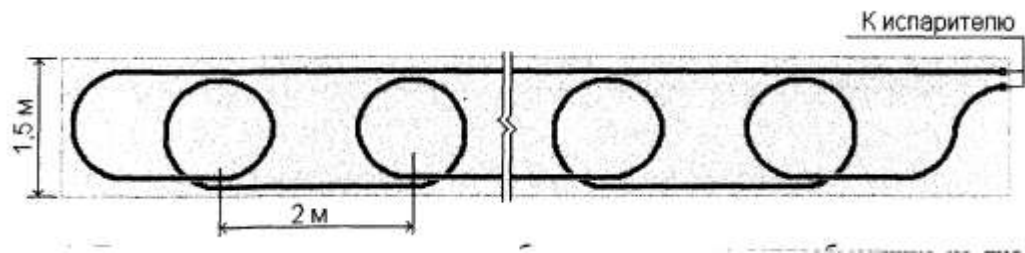


Рис. 4.3. Схема розташування труб горизонтального теплообмінника на дні півтораметрової канави

Вибір потоку рідини може дати таке, якщо характер руху рідини не ламінарний, то діаметр трубопроводу на величину теплового потоку практично не впливає. Турбулентний потік в поліетиленовій трубі досягається при $Re > 2300$. З наведеної таблиці 4.2 мінімальні витрати рідини, що відповідають цій вимозі.

Витрати рідини $G_{ТК}$, м³/год, що циркулює через ґрунтовий контур, визначаються за формулою (4.4):

$$G_{ТП} = \frac{3600 \cdot Q_{ТП}}{c_p \cdot \rho_p \cdot \Delta t_B} \cdot \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \right) \quad (4.4)$$

- де $Q_{ТП}$ – теплова потужність теплового насоса, кВт;
- ε – коефіцієнт перетворення;
- c_p – питома теплоємність рідини, що циркулює в контурі і дорівнює 4,187 для води, а для водяних розчинів етиленгліколя й пропиленгліколя приймається за даними таблиці 4.2 та 4.3, кДж/(кг·К).
- ρ_p – щільність циркулюючої рідини, значення якої для води дорівнює 1000 кг/м³, а для незамерзаючих рідин приймається по табл. 4.3;
- Δt_B – різниця температур води на вході у випарник і на виході з нього, що приймається рівною, як правило, 5К.

Таблиця 4.2- Мінімальні витрати рідин у поліетиленових трубах, при яких $Re > 2300$

Рідина	Температура, °С	Витрати, м ³ /год, при внутрішньому діаметрі, мм		
		20	25	32
Етиленгліколь 20%	-1	0,5	0,62	0,78
	+ 18	0,36	0,50	0,66
Пропиленгліколь 20%	-1	0,54	0,66	0,82
	+ 18	0,46	0,60	0,77
Вода	+ 18	0,24	0,32	0,42

Таблиця 4.3 - Властивості водяних розчинів етиленгліколя й пропиленгліколя

Концентрація, %	Щільність ρ , кг/м ³	Температура замерзання, tз, °С	Теплоємність с, кДж/(кг·К)
Етиленгліколь			
12,2	1015	-5	3,98
19,8	1025	-10	3,85
27,4	1035	-15	3,73
35	1045	-21	3,56
42,6	1055	-29	3,43
Пропиленгліколь			
20	1021	-7,5	4,06
30	1036	-12,3	3,92
40	1043	-20,5	3,74

Питомі втрати тиску в контурі вибирають з напору циркуляційного насоса, які підбирають з врахуванням мінімальних витрат енергії.

4.2. ТНУ з вертикальними ґрунтовими теплообмінниками

Теплонасосна установка з вертикальним контуром являє собою довгий двохтрубний теплообмінник, опущений у глибоку свердловину прокладених вертикально полімерних труб на глибині від ~50 до 150 м для передачі теплової енергії споживачу. Теплоту ґрунту можна використовувати більш ефективно, якщо тепловий насос працює в парі з U-подібним теплообмінником. Теплообмінник встановлюють в спеціально пробуреній свердловині, де циркулюється рідина, яка охолоджується в тепловому насосі, або відбувається кипіння холодильного агента. Відстань між ними повинна бути ~6 метрів, щоб температурні поля навколо сусідніх свердловин не взаємодіяли один з одним. У замкненому трубопроводному контурі, прокладеному у ґрунті, циркулює теплоносі́й (вода з антифризом або розсі́л), температура якого нижча за температуру навколишнього ґрунту. Він працює за двома принципами, опалення і охолодження. Коли насос працює на обігрів, теплоносі́й циркулює по трубі вглиб і поглинає тепло від навколишнього ґрунту, нагріваючись на кілька градусів. Після поглинання теплоти, теплоносі́й повертається до теплового насоса, де через випарник віддає поглинуте тепло холодоагенту. Холодоагент через роботу компресора нагрівається до більшої температури і конденсується, передаючи тепло у систему опалення будинку. Після відбору тепла охолоджений теплоносі́й знову прямує в ґрунтовий зонд, і цикл повторюється. При охолодженні, процес відбувається в зворотному напрямку: теплоносі́й вбирає в себе зайве тепло і віддає його в землю.

На рис. 4.4 зображено схему використання "ґрунтового зонда" з вертикальним теплообмінником заповненим рідким теплоносієм. Теплообмінник 1 має змонтований у свердловину U-подібний трубопровід, що виготовлений з поліетилену, в якому відбувається циркуляція водного розчину етиленгліколю, що перекачується циркуляційним насосом 2. Холодоагент, який кипить в випарнику, стискається компресором 2. Теплота

конденсації передається в конденсаторі 4, до теплоносія в системі опалення 5, що подається насосом 7 через випарник 3 теплового насоса.

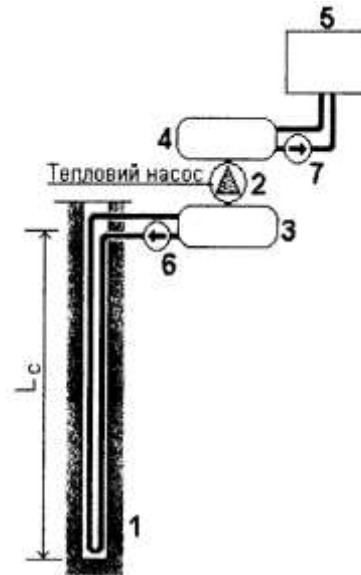


Рис. 4.4. Схема вертикального земляного теплообмінника в системі теплопостачання з використанням теплового насоса:

- 1 – вертикальний земляний теплообмінник; 2 – компресор теплового насоса; 3 – випарник; 4 – конденсатор; 5 – система опалення;
6 – циркуляційний насос; 7 – нагрівальний насос

Загальну довжину L_c , вертикальних ґрунтових теплообмінників визначають за формулою (4.5):

$$L_c = \frac{10^3 \cdot Q_{\text{ТП}}}{q_c} \cdot \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \right) \quad (4.5)$$

- де q_c – питомий тепловий потік віднесений до 1 метра свердловини, Вт/м;
- $Q_{\text{ТП}}$ – теплова потужність теплового насоса, кВт;
- ε – коефіцієнт перетворення.

Як в варіанті з горизонтальним ґрунтовим теплообмінником, величину q_c визначити вкрай складно, тому що нестационарні процеси

тепломасообміну в неоднорідних ґрунтах мають безліч параметрів, значення яких різні. Для попередніх розрахунків користуються значенням $q_c = 50$ Вт/м, але такий спрощений підхід має недолік, який часто приводить до помилок.

Використовуючи наявну інформацію [8], отримана наближена залежність:

$$q_c = (1.4 \cdot \lambda + 0,5) \cdot k \cdot \left(\frac{W_X}{W_T} + 1 \right) \cdot (t_r - t_x) \quad (4.6)$$

- де λ – теплопровідність ґрунта, Вт/(К·м);
- W_X і W_T – кількість використовуваного із ґрунту холоду й тепла за рік, виражені в однакових одиницях виміри;
- $t_{гр}$ – температура ґрунту у природному стані, °С;
- t_x – середня температура рідини, що охолоджує ґрунт, °С.
- коефіцієнт $k = 1$, якщо в свердловину поміщена тільки одна U-подібна труба. Якщо використовують дві труби, то $k = 1,28$.

Формула 4.5 моделює теплообмін при умові, що простір свердловини між поліетиленою трубою й масивом ґрунту заповнено спеціально приготовленим теплопровідним матеріалом – бентонітом.

Свердловину закладають через кілька шарів ґрунту, характеризують кожну товщиною δ_i і теплопровідністю λ_i . Для того, щоб розрахувати формулу (4.7) λ , потрібно використати наведену теплопровідність, що обчислюється за формулою:

$$\lambda = \frac{\sum \lambda_i \cdot \delta_i}{\sum \delta_i} \quad (4.7)$$

У свердловини вставляють поліетиленові труби діаметр яких складає від 20 до 40 мм. Діаметри вибирають так, щоб гідравлічний опір труб однієї свердловини не мав перевищення в 50 кПа. При втраті тиску в одній свердловині менш ніж на 10 кПа рекомендується з'єднувати послідовно дві або більше свердловин.

Значення величин гідравлічного опору U-образних контурів циркуляції наведені в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 - Орієнтовні значення величин гідравлічного опору занурених у шару U-подібних контурів, складених з поліетиленових трубопроводів

Глибина свердловини, м	Величини гідравлічного опору, кПа, при використанні							
	одного U-подібного контура, складеного із труб зовнішнім діаметром, мм				двох паралельно з'єднаних U-подібних контурів, складених із труб зовнішнім діаметром, мм			
	20	25	32	40	20	25	32	40
40	23	10	2	0,6	10	4	0,7	0,2
60	80	35	6	2	35	14	3	0,7
80	–	80	14	5	80	35	6	2
100	–	–	30	9	–	70	11	4

Використовують значення, які наведені в таблиці 4.4 при виборі діаметра U-подібних труб контурів циркуляції. Для вибору напору циркуляційного насоса гліколевого контуру, виконують точний гідравлічний розрахунок, що враховує такі показники, як внутрішній діаметр всіх трубопроводів циркуляційного контуру й витрати гліколя, які розраховуються з величинами теплових потоків.

Моделі теплового насоса мають різновиди комплектацій, наприклад, ті які містять у собі вбудовані насоси випарника й конденсатора, і ті, які для інших моделей були розроблені спеціальні гідромодулі, які можуть поставлятися по окремому замовленню. До цього всього, є можливість для розробки насосних груп із пневмобачками в проектуванні будинку.

Можливі ще агрегати із двох або декількох компресорів, які можуть розмістити у різних корпусах, але всі автоматичні компоненти розташовують в одному з корпусів.

4.3. Вибір теплового насосу “повітря-повітря

Повітряні теплові насоси можуть бути класифіковані за температурою теплоносія. Виділяються високотемпературні та низькотемпературні системи. Високотемпературні насоси підходять для радіаторів, що потребують температури $+60...+75^{\circ}\text{C}$. Низькотемпературні системи, такі як тепла підлога або фанкойли, працюють за $+35...+50^{\circ}\text{C}$. Існують також гібридні системи, що поєднують радіатори та теплі підлоги. Потужність теплового насоса для радіаторів зазвичай вища, ніж для теплої підлоги або фанкойлів, що впливає на вартість обладнання.

Вибір відповідної моделі теплового насоса (ТН) залежить від кількох ключових факторів, які слід ретельно враховувати:

- Важливо оцінити тепловтрати. Це визначить, наскільки ефективно ТН підтримуватиме потрібний рівень тепла в будинку.
- Розміри площі, яку потрібно обігріти, охолодити або забезпечити гарячою водою, безпосередньо впливають на вибір потужності ТН.
- Клімат місцевості, визначення якого дає розуміння який ТН краще використовувати для ефективного функціонування у різних температурних умовах.
- Частоту експлуатації, чи буде тепловий насос використовуватись періодично або постійно.

Для умов проектування, згідно розрахованої потужності, ми обрали побутовий тепловий насос Cooper&Hunter Arctic CH-S09FTXLA2-NG.– це найвідоміша модель, яка заслужила своє визнання по всьому світу.

Тепер серія Arctic виробляється на високоекологічному фреоні R32, завдяки чому зросла енергоефективність, газ кондиціонера став більш озонобезпечним, і в самій системі тепер менша вага фреону.

Серія Arctic розроблялася для ринку північних європейських країн як повноцінний тепловий насос..

Ця серія підійде в будь-яке приміщення, оскільки є лідером за технічними характеристиками в усьому, в рівні шуму, енергозбереженні, роботі на обігрів, управлінні дистанційно через WI-FI, класом енергоефективності A +++++, чудовим дизайном та іншими функціями.

Основні функції Arctic CH-S09FTXLA2-NG:

Побутовий тепловий насос. Адаптований для роботи на тепло в північних країнах;

Температурний діапазон ефективної роботи від -25°C до $+48^{\circ}\text{C}$;

Повна відповідність чинній з 1-01-2013 директиві Європейського союзу ErP (Energy related Products) № 626/2011/EU для побутових теплових насосів і кондиціонерів SEER A++ SCOP A++++;

Спеціальний алгоритм роботи, що забезпечує стабільну та ефективну роботу за негативних температур на вулиці. Інтелектуальне розморожування, підігрів компресора і піддону, регулятор швидкості вентилятора зовнішнього блоку;

Інтелектуальна система розморожування. Початок і завершення процесу розморожування відбувається за температурними датчиками;

Інтелектуальна система авторестарту. Перед запуском перевіряються параметри живлення;

Вищий клас енергоефективності. Енергозберігаюча комплектація за типом A+++ Class Energy Efficiency – Generation IV;

Технологія I-Action – плавна і стабільна робота компресора на наднизьких частотах (1Гц);

Безперебійна робота в діапазоні 96В-260В. Інноваційний, малогабаритний трансформатор;

Вбудований датчик температури в пульт дистанційного керування;

“CH SMART-ION Filter” – технологія тотального очищення повітря нового покоління;

45 Вт енергоспоживання в режимі очікування;

Підсвічування дисплея внутрішнього блоку і пульта ДУ;

Функція “Теплий пуск”. Попередження обдування холодним повітрям, під час увімкнення на обігрів.

Для кращого опалення встановлюємо 2 теплових насоси (окремо на кожному поверсі будівлі).

Технічні характеристики теплового насоса наведені в таблиці 4.5, А конструкція його зовнішнього та внутрішнього блоків показана на ри. 4.5 та 4.6, відповідно.

Таблиця 4.5 – Характеристики Arctic CH-S09FTXLA2-NG [18].

Теплопродуктивність (Min - Max)	Т. води 40 °С - 45°С , Т зов. Повітря +2°С	кВт	3.00 (0.9-4.25)
Електрична потужність		кВт	0.70 (0.15-1.40)
SCOP			5.3
Холодопродуктивність (Min - Max)	Т. води 7 °С - 12°С , Т зов. Повітря +35°С	кВт	2.70 (0.8-3.80)
Електрична потужність		кВт	0.69 (0.1-1.30)
SEER			7.5
Діапазон температур (зовнішнє повітря), °С	Тепло		-20 ... +30
	Холод		-15 ... +50
Тип теплообмінника Запобіжний клапан	Бар		0.3
			Пластинчастий
Матеріал теплообмінника			Нержавіюча сталь
Тип компресора		кПа	Ротаційний
Холодоагент			R32
Об'єм холодоагенту		Кг(м)	0.53

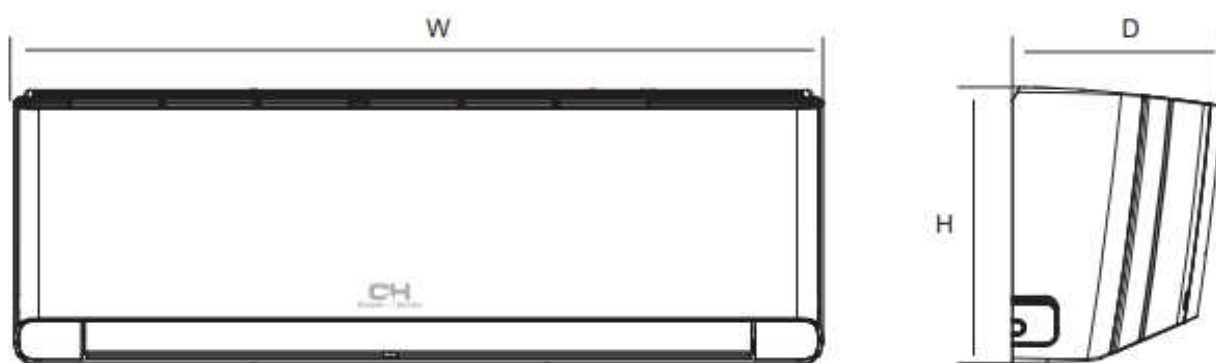


Рис 4.5. Внутрішній блок CH-S09FTXLA2-NG

Таблиця 4.6 Розміри внутрішнього блоку CH-S09FTXLA2-NG

Розмір	W	H	D
мм	845	289	209

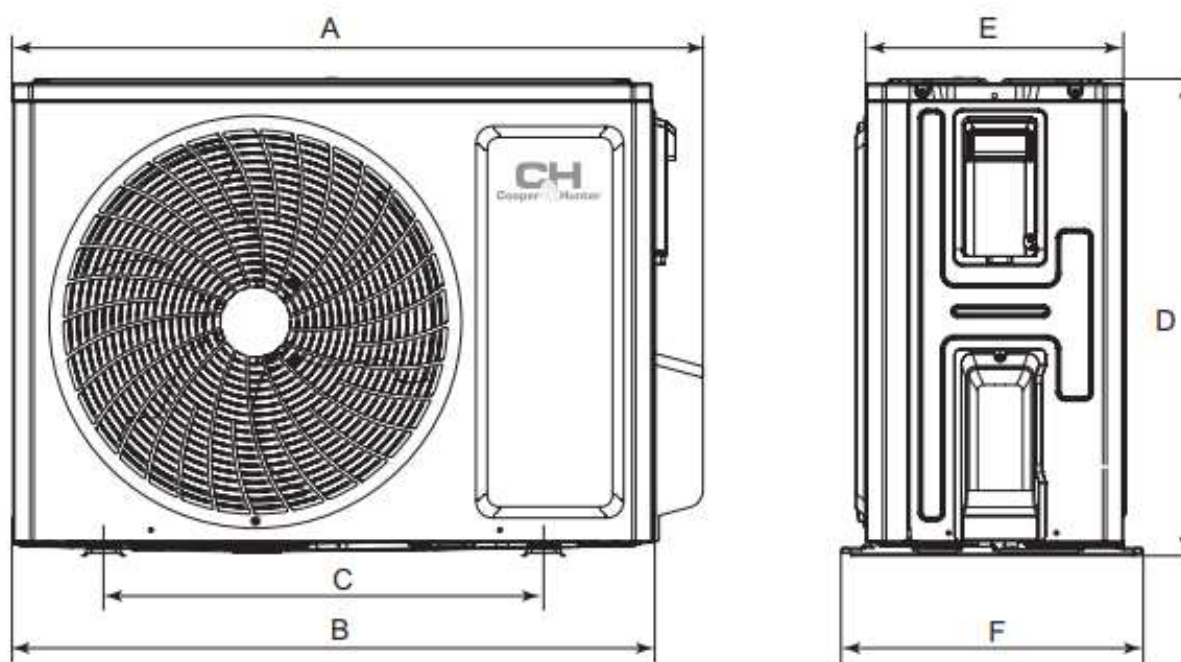


Рис 4.6 Зовнішній блок CH-S09FTXLA2-NG

Таблиця 4.7 Розміри зовнішнього блоку CH-S09FTXLA2-NG

Розмір	A	B	C	D	E	F
мм	732	675	455	555	285	330

РОЗДІЛ 5

ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТЕПЛООВОГО НАСОСУ З ПРИВОДОМ ВІД ДИЗЕЛЬНОГО ГЕНЕРАТОРА

Попри зазначені переваги, поєднання теплової помпи з дизельним генератором має певні труднощі які вимагають якісного аналізу доцільності такої установки. Через високу вартість палива, обмеженого ресурсу генератора та необхідність початкових інвестицій, і теплові помпи, і генератори є дорогими пристроями.

Приклад розрахунку доцільності перед встановленням ТН з приводом від дизельного генератора:

Середня ціна на теплові насоси починається від 5 000 \$ ~ 200 000 грн

Середня ціна на диз генератор 1000-1500 \$ ~ 40 000 - 60 000 грн

1. Визначення споживання електроенергії тепловим насосом

Теплова помпа має коефіцієнт перетворення (COP), який може досягати 3–5, тобто на 1 кВт витраченої електроенергії виробляється 3–5 кВт тепла.

$$W_{\text{електр}} = \frac{Q_{\text{тепл}}}{\text{COP}} \quad (5.1)$$

- $Q_{\text{тепл}}$ - необхідна теплова потужність або теплова енергія, яку повинен забезпечити насос, кВт·год.
- COP - коефіцієнт перетворення,

Розрахунок за формулою (5.1) виглядає так

$$W_{\text{електр}} = \frac{10000}{4} = 2\,500 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

2. Витрати на електроенергію з мережі

Вартість електроенергії з мережі визначається за формулою (5.2):

$$C_{\text{мережа}} = W_{\text{електр}} * T_{\text{електр}} \quad (5.2)$$

- де: $T_{\text{електр}} = 4.32$ грн/кВт·год – тариф на електроенергію.

$$C_{\text{мережа}} = 2500 * 4.32 = 10\,800 \text{ грн}$$

3. Витрати на дизельне паливо

Кількість палива, необхідного для роботи генератора по формулі (3.6.3):

$$V_{\text{паливо}} = \frac{W_{\text{електр}}}{\eta_{\text{ген}}} \quad (5.3)$$

- де: $\eta_{\text{ген}}=3.0-4.0$ кВт·год/л, дизельний генератор виробляє певну кількість електроенергії з 1 літра палива

$$V_{\text{паливо}} = \frac{2500}{3.5} = 714.3 \text{ л}$$

Вартість палива вираховують по формулі (3.6.4):

$$C_{\text{генератор}} = V_{\text{паливо}} * T_{\text{паливо}} \quad (5.4)$$

- $T_{\text{паливо}} = 55$ грн/л - середня ціна палива станом на 2025 рік

Отже

$$C_{\text{генератор}} = 714.3 * 55 = 39\,287 \text{ грн}$$

Таким чином ціна з доступ до електромережі, витрати на опалення складатимуть 10 800 грн/сезон.

Якщо використовувати генератор, витрати на паливо складатимуть 39 287 грн/сезон, що в 3.6 рази дорожче.

Початкові інвестиції у систему ~ 225 000 - 250 000 грн.

Тому використання дизельного генератора доцільне лише у разі тривалих відключень електроенергії, яке було зимою 2022-2023 року.

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна бакалаврська робота присвячена питанню проектування системи енергопостачання офісної будівлі фермерського господарства з використанням альтернативних джерел енергії,

Об'єктом проектування є двохповерхова адміністративна будівля площею 150 м², що входить до складу ФГ «Чудова марка», розташованого в м. Біла Церква.

В розділі 1 кваліфікаційної роботи наведена характеристика об'єкту проектування з даними про будівлю та схемою розташування приміщень.

В розділі 2 проаналізовано розглянуто класифікацію, принцип роботи та режими роботи теплових насосів.

В розділі 3 на основі детального теплового балансу будівлі визначено теплову потужність системи опалення та клас енергетичної ефективності будівлі. Оскільки будівля має клас енергоефективності «С», згідно вимог ДБН вона може бути оснащена тепловим насосом.

В розділі 4 було детальніше розглянуті методики розрахунку теплових насосів різних типів. Для опалення приміщення, було розраховано та вибрано 2 теплових насоси типу “Повітря-Повітря” Cooper&Hunter Arctic СН-S09FTXLA2-NG тепловою потужністю в опалювальний період 3,0 (0,9-4,25) кВт та COP 5,3 (A⁺⁺⁺).

В розділі 5 було проведено економічний розрахунок теплового насосу з приводом від дизельного генератора, який засвідчив, що використання дизельного генератора доцільне лише у разі тривалих відключень електроенергії.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ришард Титко. Відновлювані джерела енергії (Досвід Польщі для України). //Ришард Титко, Володимир Калініченко. - Варшава, 2010. - 533 с.
2. Корчемний М. та інш. Енергозбереження в агропромисловому комплексі. – Тернопіль: 2001 .-984 с/
3. Тепловий насос: історія, функціонал, переваги:
<https://termal.ua/ua/teplovyj-nasos-istoriia-funktsional-perevahy/>
4. Єнін П.М., Швачко Н.А. Теплопостачання (частина I «Теплові мережі та споруди»). Навчальний посібник. – К.: Кондор, 2007. – 244 с.
5. ДБН В.2.5-39:2008. Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі. - Київ: Мінрегіонбуд України, - 2009. – 56
6. ДБН В.2.6-31:2016 Теплова ізоляція будівель. Державне підприємство “Державний науково-дослідницький інститут будівельних конструкцій” - К.: Мінрегіон України, 2017. – 37 с.
7. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 . Будівельна кліматологія – К.: Мінбуд України, 2011. – 127 с.
8. Особливості проектування систем опалення з тепловими насосами:
<https://akvilonpro.ua/ua/ingenierne-proektu/teplovie-nasosi/osobennosti-proektirovaniya-otopleniya.html>
9. Теплові насоси в системах теплохолодопостачання: монографія ЮФ Снежкін, ДМ Чалаєв, ВС Шаврін, НО Дабіжа - НАН України АА Долінського, 2008
- 10.Об’єкт проектування ФГ “Чудова марка”:
<https://www.chudovamarka.com.ua/>
- 11.Програма розрахунку тепловтрат будинку:
https://info.liconce.com/otoplenie/raschet_teplopoter_online

12. Розрахунок теплонадходжень у приміщення програма розрахунку тепловтрат будинку:

https://www.klimatvdomi.com/condition/cond_teplopritoki_ua.html

13. Парокомпресійні теплонасосні установки в системах

теплопостачання:

https://heatpumpjournal.com.ua/wp-content/uploads/2018/06/biblioteka_tkachenko-parokompresteplonas.pdf

14. Теплові розрахунки:

<https://ankort.com/ua/teplovi-rozrakhunky>

15. Як вибрати правильно тепловий насос:

<https://teploradost.com.ua/ua/jak-pravylnno-vybraty-teplovyyj-nasos-povitrja-voda>

16. Тепловий насос Cooper&Hunter Arctic CH-S09FTXLA2-NG:

<https://cooper-hunter.net/shop/bytovye-kondicionery-cooper-hunter/arctic-ch-s09ftxla-ng-wi-fi/?srsltid=AfmBOoo0kAapDY0KsN-ta83NTwY6y-SqMvg4DL3P1UUVoC4W3g6LWfa2>