

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

ПОГОДЖЕНО
**Пректор Навчально-наукового
ституту енергетики, автоматики
нергозбереження**

(назва ННІ)

(підпис) **Віктор КАПЛУН**
_____ (ІБ)

__” _____ 20_ р.

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
**Завідувач кафедри
інженерії енергосистем**

(підпис) **Євген АНТИПОВ**
_____ (ПІБ)

__” _____ 20_ р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему

**Розробка системи енергопостачання фермерського господарства
на базі теплових насосів**

Спеціальність

144 – «Теплоенергетика»

(код і назва)

Освітня програма

Інженерія відновлювальних джерел енергії та енергоменеджмент

(назва)

Орієнтація освітньої

програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

Горобець В.Г.

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

Шеліманова О.В.

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Виконав

(підпис)

(ПІБ студента)

КИЇВ – 2025

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри інженерії енергосистем

Є.О.Антипов

канд.техн.наук. доцент

(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПБ)

— ” — 20 року

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Гончару Миколі Віталійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність

144 – «Теплоенергетика»

(код і назва)

Освітня програма

Інженерія відновлювальних джерел енергії та енергоменеджмент

(назва)

Орієнтація освітньої

програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи Розробка системи енергопостачання фермерського господарства на базі теплових насосів

затверджена наказом проректора НУБіП України від —18— ” 11 2024 р.№ 2060 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру 11.11.2025 р.

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Аналіз сучасного стану впровадження теплових насосів у промислових та комунально-побутових об'єктах
2. Особливості проектування і експлуатації теплонасосних систем теплопостачання
3. Моделювання роботи вертикального ґрунтового колектора теплового насосу
4. Розробка принципової теплової схеми системи теплопостачання будівлі телятника на 100 голів \

Перелік графічного матеріалу (за потреби)

Дата видачі завдання — 20 — ” 11 2024 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

(підпис)

Шеліманова О. В.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Гончар М.В.

(прізвище та ініціали студента)

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, символів, одиниць, термінів	4
Вступ	5
1. Характеристика об'єкту проектування.	6
1.1 Система теплопостачання будівель фермерського господарства	6
1.2 Тепловий баланс будівлі телятника ...	9
1.3 Мета та задачі магістерської роботи	20
2. Аналіз сучасного стану впровадження теплових насосів у промислових та комунально-побутових об'єктах	21
2.1 Класифікація теплових насосів	21
2.2 Принцип дії теплових насосів	22
2.3 Основні елементи і конструкції теплових насосів	23
2.4 Джерела низькопотенційної енергії теплових насосів	29
2.4.1 Умови практичного використання тепла навколишнього середовища	29
2.4.2 Теплогенерація з навколишнього повітря	29
2.4.3 Теплогенерація при використанні земляних колекторів	31
2.4.4 Вода як джерело теплоти	37
3. Деякі особливості проектування і експлуатації теплонасосних систем теплопостачання	39
3.1 Потужність теплового насоса. Розрахункове теплове навантаження системи опалення будівлі	39
3.2 Бівалентно-паралельний режим з підлоговим водогрійним котлом	49
3.3 Бівалентно-альтернативний режим з підлоговим водогрійним котлом	51
4. Моделювання роботи вертикального ґрунтового колектора теплового насосу	53
5. Розробка принципової теплової схеми системи теплопостачання будівлі телятника на 100 голів	57
5.1 Визначення теплової потужності теплового насосу	58
5.2 Вибір та теплотехнічні характеристики теплового насосу обрати інший тепловий насос.....	62
5.3 Строк окупності впровадження теплового насосу	66
Висновки	68
Список використаної літератури	70

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ,
ОДИНИЦЬ, ТЕРМІНІВ

α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·°С);

λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·°С);

R – коефіцієнт опору теплопередачі, (м²·К)/Вт;

ε ; COP; КОП – коефіцієнт перетворення теплового насосу; опалювальний коефіцієнт;

δ – товщина шару, м;

G – масові витрати теплоносія, кг/год;

h – питома ентальпія, кДж/кг;

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

d – діаметр трубопроводу, м;

l – довжина, м;

ρ – густина, м³;

t – температура повітря, °С;

t_r – температура гарячої води, °С;

t_o – температура охолодженої води, °С;

h – висота, мм;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

Q_n – тепловтрати приміщення, Вт;

V – витрата палива, кг/с; м³/с;

C – питома теплоємність, кДж/(кг·°С);

N – електрична потужність, МВт;

P – тиск, МПа;

Q – теплова потужність, МВт;

ТН – тепловий насос;

ТНУ – теплонасосна установка;

ВСТУП

Теплові насоси – це технології, які генерують тепло без спалювання викопного чи інших видів палива. Натомість вони використовують певне середовище: наприклад, воду, ґрунт чи повітря – тобто відновлювані джерела енергії, доступні у будь-якому регіоні світу.

Майже половина глобального використання енергії припадає на опалення у будівлях, де переважає природний газ. Тож активне впровадження теплових насосів стане вагомим кроком на шляху відмови від газу. Це сприятиме енергетичній безпеці, адже допоможе позбутися залежності від імпорту енергоносіїв та нестабільних цін, та протидії зміні клімату, яку посилює саме спалювання викопного палива.

Встановлення теплових насосів потребує додаткових суттєвих інвестицій. Так за прогнозами Міжнародного енергетичного агентства (МЕА) такі інвестиції становитимуть \$160 млрд щорічно до 2030 року. Однак за нинішніх цін на енергоносії це все одно вигідніше, ніж імпорт викопного палива як для промисловості, так і для побутових споживачів. Експерти МЕА розрахували, що річна економія рахунків для домогосподарств, які переходять на теплові насоси, може становити від \$300 в США до \$900 для споживачів в Європі.

Незважаючи на такий оптимістичний прогноз розвитку теплових насосів, існують також і перешкоди, що стримують використання теплонасосних технологій. Це насамперед висока вартість самого обладнання, а також недостатня кількість а кваліфікованих робітників, які здатні встановлювати його та експлуатувати .

Щоб зробити теплові насоси доступнішими, у понад 30 країнах світу розгорнуті державні програми компенсації домогосподарствам частину витрат на встановлення теплових насосів.

Це дозволило експертам МЕА зробити висновок, що теплові насоси в недалекому майбутньому стануть основою «зеленого опалення».

РОЗДІЛ 1. ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ.

Об'єктом проектування магістерської роботи є телятник на 100 голів, який входить до складу молочного підприємства Азорель розташованого в селі Мухівці Немирівського району на Вінничині. «Азорель» в перекладі з відновленої древньої рунної мови означає – Життя. Назва ця не тільки господарства, а й торгової марки, продукції.

Компанія була заснована у 2009 році була. Тоді поголів'я складало 80 корів та 85 телиць, яких обслуговували 30 людей.

Сьогодні підприємство має власний завершений цикл виробництва, включаючи вирощування кормів та утримання корів. Використовує сучасне обладнання для доїння, охолодження та переробки молока. Продукція сертифікована відповідно до Закону України про молоко та молочні продукти.

Новим напрямком роботи підприємства стало розведення французької породи корів Монбельярд з використанням сучасних технологій та Французької генетики; Тому в його складі з'явився корівник з вбудованим телятником на 100 голів.

1.1. Система теплопостачання будівель фермерського господарства

Теплопостачання будівель фермерського господарства здійснюється від власної повністю автоматизованої газової котельні.

Базовий котельний агрегат сталевий жаротрубний водогрійний котел типу КОЛВІ – 170 (виробник підприємство „КОЛВІ - Енергомаш” (Україна, м. Чернігів) максимальної теплопродуктивності 0,198 МВт з підігрівом води (теплоносія) до температури 95 °С; температура води на вході в котел (зворотна вода з тепломережі) – 70 °С. Допускається температурний режим роботи котельного агрегату: 115...70 °С. Тип палива – природний газ, дизельне пальне, мазут; кількість котельних агрегатів – 3.

Основні технічні характеристики водогрійного котла наведено в таблиці 1.1

Сталевий жаротрубний водогрійний котел типу КОЛВІ – 170 представляє собою горизонтально розташовану циліндричну збірно-зварну конструкцію (рис.1.1), яка складається з корпусу (2) з топкою, дверці топки (3), коробка димових газів (6), теплової ізоляції (14) та декоративного облицювання. На верхній твірній корпусу розташовані патрубки підводу (9) та відводу води (7) з фланцями, два патрубки для встановлення запобіжних клапанів (8). В нижній частині корпусу знаходиться дренажний штуцер з внутрішньою різьбою (16). В патрубок для відведення підігрітої води (7) розташований штуцер з різьбою $\frac{1}{2}$ " з гільзою для монтажу датчика температури пульту управління котла. Вище цього штуцера змонтовані два патрубки з різьбою $\frac{1}{2}$ " для встановлення манометра та термометра.

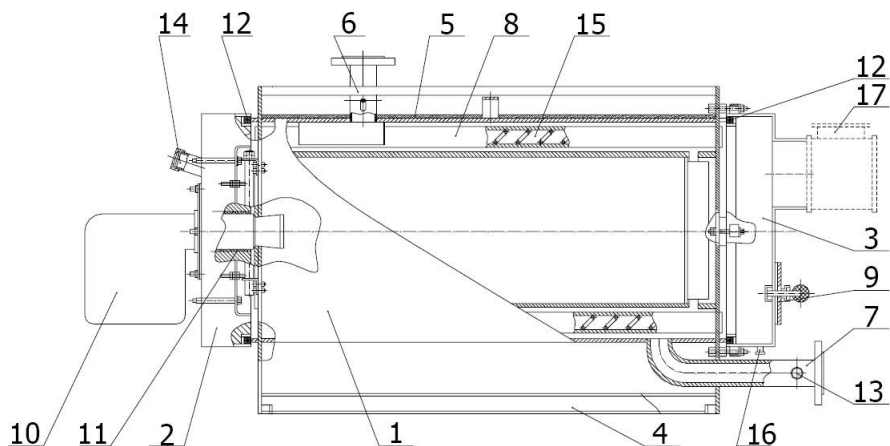


Рис. 1.1. Будова котла КОЛВІ – 170 [3]:

- 1 – корпус, 2 – дверцята топки; 3 – короб димових газів; 4 – опора; 5 – теплоізоляція; 6 – подавальний патрубок; 7 – зворотний патрубок;
- 8 – труба жарова; 9 – шлюз чищення коробки димових газів;
- 10 – палик; 11 – ущільнення; 12 – шнур ущільнювальний;
- 13 – дренажний патрубок; 14 – вікно оглядове;
- 15 – турбулізатори; 16 – патрубок дренажу конденсату; 17 – запобіжний вибуховий клапан.

Таблиця 1.1

Технічні характеристики водогрійного сталевого котла КОЛВІ – 170 [3]

Найменування	Од. вим-ня	Показник
Номінальна теплопродуктивність	МВт	0,198
Види палива:		природний газ, дизельне паливо, мазут
Тип пальника	–	CUENOD C60-GX G507
К.К.Д.	%	93
Витрати палива		
– природний газ	м ³ /год	22,1
– дизельне паливо	кг/год	18,0
Номінальний тиск газу перед котлом	МПа	0,6
Температура води на вході/ на виході	°С	70/ 95
Температура відхідних газів	°С	160...200
Габарити:		
– довжина	мм	1780
– ширина	мм	796
– висота	мм	1250

Котел КОЛВІ – 170 комплектується повністю автоматизованим комбінованим моноблочним пальником типу „CUENOD C.60. G507/8” (виробник – фірма „TERMOTECNIC”, Франція).

Пальниковий блок включає вентилятор високого тиску спеціальної конструкції, який забезпечує надійну роботу пальника. Фланець кріплення пальника, який ковзається вздовж сопла, дозволяє знайти оптимальне положення сопла, а значить полум'я факелу в камері згорання. Сопло з головкою згорання сконструйоване таким чином, що дозволяє реалізовувати найкращі параметри згорання. Електронні пристрої управляють циклами роботи пальника та контролюють безпеку її роботи.

Основні функції пальника:

- подача палива (газу, дизельного пального, мазуту) в зону горіння;

- подача повітря в зону горіння;
- запалення горючої суміші;
- контроль наявності полум'я в топці;
- регулювання теплової потужності котла за рахунок зміни кількості палива та повітря, які подаються в зону горіння.

Пальник типу „CUENOD C.60. G507/8” є газовим пристроєм з плавним прогресуючим (ВКЛ. 30%, плавне збільшення 100%/ВИКЛ.) регулюванням теплової потужності.

1.2 Тепловий баланс будівлі телятника

Максимальної потужності системи опалення та вентиляції будівлі ферми ВРХ визначають розрахунками повітрообміну та теплового балансу приміщення ферми для холодного періоду року залежно від нормативних параметрів зовнішнього та внутрішнього повітря, кількість теплоти, вуглекислого газу, водяної пари, які виділяють тварини.

Згідно норми проектування систем опалення [4, 5], місце розташування тваринницького комплексу (Вінницької області) відноситься до кліматичної зони, параметри зовнішнього повітря якої наведені в таблиці 1.2.

приймаємо згідно діючих нормативів [4, 5]:

при проектуванні вентиляції :

- для холодного періоду – параметри *Б* – в будівлях для ВРХ для районів з температурою найхолодніших п'яти діб нижче – 10 °С; в цих будівлях, які проектуються для інших кліматичних районів – параметри *А*;
- для теплого періоду – параметри *А*;
- для перехідного періоду:
 - температура повітря 10 °С;
 - відносна вологість 70 %.

Таблиця 1.2.

Розрахункові параметри температури зовнішнього повітря
для міста Вінниця

Температура повітря, °С															Три-валі-сть періоду з середньо-добовою тем-пе-ратурою $\leq 0^{\circ}\text{C}$, діб	Мак-си-мальна добова амплі-туда темпе-ратури повіт-ря у липні $^{\circ}\text{C}$
найбільш холодних			Середня за місяць													
одних	п'я-ти															
із забезпе-ченням																
0,98	0,92	0,92	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII		
$t_1^{0,98}$	$t_1^{0,92}$	$t_5^{0,92}$	t_I	t_{II}	t_{III}	t_{IV}	t_V	t_{VI}	t_{VII}	t_{VIII}	t_{IX}	t_X	t_{XI}	t_{XII}	z_0	A_{t_3}
1.Вінниця																
-29	-26	-21	-6	-5,3	-0,5	6,9	13,6	16,7	18,7	17,8	12,9	7,5	1,3	-3,4	116	-

Розрахункові параметри всередині приміщення, тепло-, волого- та газовиділення тварин приймаються згідно норми технологічного проектування тваринницьких ферм [7]. Відхилення від розрахункових температур допускається в границях $\pm 2^{\circ}\text{C}$.

Приміщення для утримання ВРХ повинні бути обладнанні вентиляцією, яка забезпечує такі норми (мінімальні) повітрообміну (на 1 ц маси тварини):

- в холодний період року:
 - для дорослих тварин – $15 \text{ м}^3/\text{год}$;
 - для телят – $18 \text{ м}^3/\text{год}$;
- в теплий період року:
 - для дорослих тварин – $70 \text{ м}^3/\text{год}$;
 - для телят – $100 \text{ м}^3/\text{год}$;

Оптимальні параметри повітря в середині приміщення повині забезпечуватись в робочій зоні утримання тварин. Для ВРХ приймаємо 1,5 м.

Нормовані значення параметрів мікроклімату в таблицях 1.4 і 1.5 приведені для холодного та перехідного періодів року (при температурі зовнішнього повітря нижче +10 °С). В теплий період року (+10 °С і вище) температура внутрішнього повітря ферми не повинна бути більшою ніж на 5 °С перевищувати розрахункову температуру влітку зовнішнього повітря для розрахунку вентиляції.

Мінімальне значення відносної вологості повітря для утримання ВРХ повинна становити 40%; а також повинні забезпечуватись і решта нормованих параметрів внутрішнього повітря.

Розрахунок потужності систем теплоспоживання ферми ведеться для повітряної системи опалення, яка суміщається в холодний період року з системою примусової припливної вентиляції.

Вихідні дані для розрахунку потужності системи опалення та вентиляції приміщення приймаємо:

- тип тваринницької ферми – телятник;
- тип тварини – телята до 6 місяців;
- маса тварини – 160 кг;
- кількість голів – 100;
- тип системи опалення – повітряна, яка сумісна з припливною вентиляцією;
- технічні параметри будівлі телятника:
 - робочий об'єм ферми – 2461 м³;
 - площа поверхні – 1012 м²;
 - висота стелі – 3,0 м;
- розрахункові параметри зовнішнього повітря:
 - температура $t_o = -22$ °С;
 - відносна вологість $\varphi_o = 70\%$;

- розрахункові параметри внутрішнього повітря:
 - температура $t_B = 12 \text{ }^\circ\text{C}$;
 - відносна вологість $\varphi_B = 60\%$.

Теплова потужність системи опалення Q_o , кВт, з допомогою рівняння теплового балансу для даного приміщення ферми в холодний період року

$$Q_o = Q_{m.втр} + Q_v + Q_{вип} + Q_{инф} - Q_{тв} - Q_{осв}, \quad (1.1)$$

де $Q_{т.втр}$, кВт – теплові втрати приміщення через огорожувальні будівельні конструкції; Q_v , кВт – тепловий потік, що витрачається на підігрів припливного повітря; $Q_{вип.}$, кВт – тепловий потік на випаровування вологи з відкритих та змочених поверхонь; $Q_{инф}$, кВт – тепловий потік на підігрів інфільтрованого повітря; $Q_{тв}$, кВт – тепловий потік, який виділяється тваринами; $Q_{осв}$, кВт – тепловий потік від освітлювальних приладів;

1.2.1 Теплові надходження до будівлі телятника

Теплові надходження що виділяються тваринами $Q_{тв}$, кВт, в холодний період року обумовлюються вільними тепловиділеннями і визначаються з формули

$$Q_{тв} = K'_t \cdot q \cdot n \cdot 10^{-3}, \quad (1.2)$$

де K'_t – температурний коефіцієнт вільних тепловиділень; при $t_B = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ $K'_t = 1,000$ [1]; q , Вт – тепловий потік вільних тепловиділень і-ою твариною; згідно табличних даних $1.4 q = 299$ Вт; n – кількість голів; $n = 100$.

$$Q_{тв} = 1,000 * 299 * 100 * 10^{-3} = 29,9 \text{ кВт.}$$

Теплові надходження від електроосвітлювальних приладів $Q_{осв}$, кВт, приймаємо відповідно до даних [1]:

$$Q_{осв} = 3,72 \text{ кВт}$$

1.2.2 Теплові втрати будівлі телятника

Теплова потужність систем опалення для підігріву вентиляційного повітря Q_v , Вт, визначаємо з формули

$$Q_v = 0,28 \cdot c_p \cdot \rho \cdot L_v (t_v - t_o), \quad (1.3)$$

де c_p , кДж/(кг·К) – питома ізобарна теплоємність повітря; приймаємо $c_p = 1,0$ кДж/(кг·К); ρ , кг/м³ – густина внутрішнього повітря; L_v , м³/год – витрати вентиляційного повітря; t_v , t_o , °С – розрахункові температури припливного (підігрітого) та зовнішнього повітря.

Необхідна кількість повітря для видалення шкідливих речовин, що виділяються тваринами в середині приміщення визначається.

Вологовиділення тваринами $W_{тв}$, г/год, розраховуємо за формулою

$$W_{тв} = K_t'' \cdot W \cdot n, \quad (1.4)$$

де K_t'' – температурний коефіцієнт вологовиділення; при $t_v = 15$ °С приймаємо $K_t'' = 1,00$ [18]; W , г/год – вологовиділення і-ою твариною; $W = 123$ г/год [1];

Для розрахованого телятника становить:

$$W_{тв} = 1,000 \cdot 123 \cdot 100 \cdot 10^{-3} = 12,3 \text{ кг/год.}$$

Кількість вуглекислого газу V_{CO_2} , л/год, яке виділяються тваринами, визначаємо:

$$V_{CO_2} = K_t''' \cdot V_{CO_2}' \cdot n, \quad (1.5)$$

де K_t''' – температурний коефіцієнт виділень вуглекислого газу; $K_t''' = 1,00$ [1]; V_{CO_2}' , л/год – кількість вуглекислого газу, яке виділяється однією твариною; $V_{CO_2}' = 50$ л/год [8];

За вихідні дані приймаємо:

$$V_{CO_2} = 1,000 \cdot 50 \cdot 100 = 5000 \text{ л/год.}$$

Витрати вентиляційного повітря L_B , м³/год., визначаємо за умовою видалення з приміщення

– водяної пари

$$L_B = \frac{W}{\rho \cdot (d_B - d_o)}, \quad (1.6)$$

де W , г/год – сумарні вологовиділення всередині приміщення; ρ , кг/м³ – густина внутрішнього повітря; $\rho = 1,2$ кг/м³; d_B, d_o , г/(кг с.п.) – вологовміст внутрішнього та зовнішнього повітря, визначаємо за $h-d$ діаграмою вологого повітря:

$$\begin{aligned} d_B &= 5 \text{ г/(кг с.п.)}; \\ d_o &= 0,5 \text{ г/(кг с.п.)}. \end{aligned}$$

Сумарні вологовиділення в приміщенні W , г/год, визначаємо з формули

$$W = W_{me} + W_{m.n.}, \quad (1.7)$$

де $W_{m.n.}$, г/год – вологовиділення всередині приміщення з відкритих та змочених поверхонь; визначається $W_{m.n.} = 0,1 \cdot W_{me}$

$$W = 1,1 \cdot W_{me} = 13530 \text{ г/год.}$$

Витрати вентиляційного повітря, які потрібні для видалення з приміщень водяної пари, становлять

$$L_B = \frac{13530}{1,2 \cdot (5 - 0,5)} = 2505,56 \text{ м}^3/\text{год.}$$

– вуглекислого газу

$$L_B = \frac{V_{CO_2}}{C_{cp} - C_o} \quad (1.8)$$

де C_{cp} , л/м³ – гранична концентрація вуглекислого газу в приміщенні; згідно [1] C_{cp} приймаємо $C_{cp} = 2$ л/м³; C_o , л/м³ – концентрація вуглекислого газу в припливному повітрі; $C_o = 0,3$ л/м³ [1].

$$L_B = \frac{5000}{2 - 0,3} = 2941,18 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Витрати вентиляційного повітря згідно норми мінімального повітрообміну розраховуємо за формулою

$$L_v = l \cdot m, \quad (1.9)$$

де l , м³/год – норми мінімального повітрообміну на 1 ц маси тварин; в холодний період року в комплексах ВРХ становить $l = 20$ м³/год; m , ц – маса тварин; $m = 240$ ц.

Згідно норми мінімального повітрообміну необхідні витрати вентиляційного повітря дорівнюють

$$L_H = 2400 \text{ м}^3/\text{год}.$$

З трьох розрахованих величин витрати вентиляційного повітря приймаємо найбільшу:

$$L_B = 2941,2 \text{ м}^3/\text{год}.$$

З формули (1.3) визначимо теплову потужність системи підігріву вентиляційного повітря

$$Q_B = 41943 \text{ Вт} = 41,9 \text{ кВт}$$

Теплові втрати системи опалення на випаровування вологи з відкритих та змочених поверхнях в робочому приміщенні $Q_{\text{вип}}$, кВт, визначаємо з формули

$$Q_{\text{вип}} = 0,69 \cdot W_{\text{м.п.}} \quad (1.10)$$

Для даного приміщення:

$$Q_{\text{вип}} = 3,6 \text{ кВт}.$$

Теплові втрати через огорожувальні конструкції розраховуються за технічними характеристиками будівлі ферми ВРХ:

- габарити технологічного приміщення (за зовнішніми замірами): $F = 1012 \text{ м}^2$;
- об'єм приміщень для утримання тварин: $V = 2461 \text{ м}^3$;

- зовнішні несучі огорожувальні конструкції: кладка з ракушняку з внутрішньою штукатуркою;
- перекриття: дерев'яне на залізобетонному каркасі (збірні ребристі залізобетонні плити) з пароізоляцією (один прошарок рубероїду) та теплоізоляцією (мінеральна вата);
- крівля: азбоцементні листи шиферу на дерев'яному настилі та дерев'яних стропилах (двоскатна);
- підлога: керамзитобетон товщиною 0.15 м;
- віконні блоки: подвійного скління, площа одного блоку – 1,5 м², кількість блоків – 80 штук.

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

$$Q_{\text{т.втр}} = \frac{1}{R} \cdot A \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{о}}) \cdot (1 + \sum \beta) \cdot n \cdot 10^{-3}, \quad (1.11)$$

де A , м² – площа поверхні огорожувальної конструкції; R , (м²·°C)/Вт – термічний опір конструкції; $t_{\text{в}}$, $t_{\text{о}}$ – розрахункові температури внутрішнього та зовнішнього повітря; n – коефіцієнт, який залежить від положення зовнішньої поверхні огорожувальної конструкції по відношенню до зовнішнього повітря; визначаємо за даних [4]; β – додаткові теплові втрати (у відсотках до основних теплових втрат), які враховуються для зовнішніх вертикальних та похилих поверхонь відповідно до даних [4].

Термічний опір огороження R , (м²·°C)/Вт, визначається з формули

$$R_{\Sigma} = \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_{i\text{р}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{з}}}, \quad (1.12)$$

де $\alpha_{\text{в}}$, $\alpha_{\text{з}}$ – коефіцієнти тепловіддачі внутрішньої і зовнішньої поверхонь огорожувальної конструкції, Вт/(м² · К), які приймаються згідно з додатком Е; $\lambda_{i\text{р}}$ – теплопровідність матеріалу i -го шару конструкції в розрахункових умовах експлуатації, Вт/(м · К);

Втрати теплоти через неутеплену підлогу визначаємо по окремих зонах – смугами шириною 2 м, які паралельні зовнішнім стінам.

Сумарні втрати через підлогу $Q_{\text{п}}$, кВт, розраховуються за формулою

$$Q = \sum_{i=1}^n \frac{F_i (t_{\text{в}} - t_{\text{о}})}{R_i} \cdot 10^{-3}, \quad (1.13)$$

де F_i , м^2 – площа однієї зони; R_i , $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$ – опір теплопередачі відповідних зон; для першої зони $R = 2,1$ $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$, для другої – $R = 4,3$ $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$, для третьої – $R = 8,6$ $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$, для решти підлоги – $R = 14,2$ $(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}$; n – кількість зон.

Вихідні дані для розрахунку теплових втрат приміщень телятника наведені в табл. 1.3, а підсумкові розрахункові теплові втрати, визначені по обраній методиці, – в табл. 1.4.

Для одноповерхової споруди телятника маємо:

- загальна площа споруди – 1012 м^2 (по зовнішніх обмірах);
- теплові втрати будівлі – $Q_{\text{т.втр.}} = 24,242$ кВт;

Теплові втрати будівлі на підігрів інфільтрованого повітря $Q_{\text{інф}}$, кВт, в нормах проектування тваринницьких комплексів [6] рекомендується приймати на рівні 30% від теплових втрат через огороджувальні конструкції:

$$Q_{\text{інф}} = 0,30 \cdot Q_{\text{т.втр.}} = 7,27 \text{ кВт.}$$

З рівняння теплового балансу телятника (1.1) в холодний період року при розрахункових параметрах внутрішнього та зовнішнього повітря визначаємо максимальну теплову потужність системи повітряного опалення, сумісної з системою вентиляції $Q_{\text{ОВС}}$, кВт

$$Q_{\text{ОВС}} = 33,9 \text{ кВт.}$$

Таблиця 1.3

Теплотехнічні характеристики огорожувальних конструкцій будівлі

Найменування та умовне позначення огорожувальної конструкції та її складові	Параметри		
	δ_i , м	λ , Вт/(м·К)	δ_{Σ} , м
Зовнішня стіна (ЗС):			
– кладка в 2 цегли	0,510	0,410	0,525
– внутрішня штукатурка	0,015	0,930	
Переkritтя (СТ):			
– залізобетонна плита	0,35	1,630	0,200
– настил з дощок	0,25	0,170	
– пароізоляція з рубероїду	0,015	0,170	
– утеплювач – мінеральна вата	0,140	0,070	
Підлога (ПЛ):			
– плита керамзитобетонна	0,150	0,350	0,350
Вікно у дерев'яній коробці (ВП):			
– подвійне застклення	0,050		0,050

Таблиця 1.4

Розрахункові теплові втрати будівлі через огорожувальні конструкції

№	Позначення конструкції	R_o , (м ² ·К)/Вт	n	N	$Q_{\text{дод}}$, %		$Q_{\text{ог.кон}}$ кВт
					вітер	напряв	
1	ЗС	0,804	1,0	1	5	0	3,008
2	ЗС	0,804	1,0	1	5	10	3,294
3	СТ	2,43	0,9	1	–	–	10,545
4	Двері (Д)	0,5	1,0	2	0	0	1,265
5	ВП	0,345	1,0	12	5	5	2,269
6	ПЛ:						3,861
	– I зона	2,580	1,0	1	–	–	
	– II зона	4,730					
– III зона	9,030						
ВСЬОГО:							24,242

Теплова потужність систем гарячого водопостачання телятника, для опалювального сезону, визначаємо по формулі:

$$Q_{\text{ГВП}} = \frac{\beta \cdot (a + b) \cdot m \cdot C_w \cdot (t_g - t_{x.b})}{24 \cdot 3600}, \text{кВт}, \quad (1.14)$$

де: β – коефіцієнт нерівномірності споживання води; a – середньодобова норма споживання гарячої води житловими будинками, г/добу; b – середньодобова норма споживання гарячої води на технологічні потреби; m – кількість споживачів; C_w – питома теплоємність води, $C_w = 4,187$ кДж/(кг·К); t_g – температура гарячої води; $t_g = 55$ °С; $t_{x.b}$ – температура холодної води для опалювального сезону; $t_{x.b} = 5$ °С.

Далі розрахунки для наших приміщень проводимо аналогічно, а результати розрахунків заносимо в таблицю 1.5.

Таблиця 1.5

№ п/п	Найменування приміщення	$a, b,$ кг/доба	m	Теплова потужність, кВт	
				період	
				$Q_{h \max}$	$Q_{h \max}^S$
1	Телятник (телята на відгодівлі) на 100 голів	2	100	1,9	0,43

Таким чином, потреби телятника в гарячому водопостачанні складають:
для опалювального періоду:

$$Q_{h \max} = 1,9 \text{ кВт};$$

для неопалювального періоду:

$$Q_{h \max}^S = 0,43 \text{ кВт}.$$

Максимальна (розрахункова) потужність системи теплоспоживання існуючої будівлі телятника складає:

$$Q^{\Sigma} = Q_{\text{ОВС}} + Q_{h \max} = 33,9 + 1,9 = 35,8 \text{ кВт}.$$

1.3. Мета та основні задачі магістерської роботи

Об'єктом проектування магістерської роботи є телятник на 100 голів, який входить до складу підприємства "Азорель", розташованого в селі Мухівці Немирівського району Вінницької області.

Предмет проектування – підвищення ефективності енергопостачання фермерського господарства.

Мета магістерської роботи - розробка системи теплопостачання телятника із застосуванням ґрунтових теплових насосів

Для досягнення даної мети необхідно:

- 1) Виконати розрахунок теплового балансу приміщення телятника на 100 голів для холодного та перехідного періодів року.
- 2) Проаналізувати принцип дії парокомпресорних теплових насосів та їх основні елементи і конструкції: компресор, теплообмінник, приводний двигун.
- 3) Розглянути можливі режими роботи теплового насосу.
- 4) Проаналізувати результати моделювання процесів теплообміну в ґрунті при використанні вертикального ґрунтового теплообмінника як джерела низькопотенційного тепла для теплового насоса.
- 5) Розробити принципову теплову схему системи теплопостачання будівлі телятника на 100 голів на базі ґрунтових теплових насосів

РОЗДІЛ 2. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ТЕПЛОВІ НАСОСИ

2.1. Класифікація теплових насосів

Технічні системи, у яких здійснюються процеси відводу енергії у формі теплоти від об'єктів з відносно низькою температурою й передачі її (енергії) об'єктам з більше високою температурою, уже давно знаходять широке застосування. По суті фізичних процесів, реалізованих у таких технічних системах, вони є трансформаторами теплоти, що перетворюють низькопотенційну теплову енергію в енергію більш високого потенціалу, яку можна використати для теплопостачання, сушіння матеріалів і т.п. У відповідності із другим початком термодинаміки таке підвищення потенціалу теплової енергії може бути здійснено тільки за умови підведення до термотрансформатора від зовнішнього джерела додаткової енергії того або іншого виду – електричної, механічної, хімічної й ін.

Теплові насоси можна кваліфікувати по різних ознаках [11]:

- за принципом дії - парокompресійні, абсорбційні, адсорбційні й термоелектричні;
- за схемою застосування - моновалентні (тільки ТП) і бівалентні (ТП в сполученні з додатковим джерелом теплоти);
- по використовуваних джерелах низькопотенційної теплоти (ДНТ) - зовнішнє повітря, поверхневі води (ріка, озеро, море), підземні води; ґрунт, сонячна енергія, низькопотенційна теплота штучного походження (скидні води, витяжне повітря систем вентиляції та ін.);
- по сполученню ДНТ із нагрівом в ТП середовищем - повітря-повітря, повітря-вода, ґрунт-повітря, ґрунт-вода, вода-повітря, вода-вода;
- по джерелу затрачуваної енергії розрізняють ТП, що використовують для роботи електроенергію, паливо того або іншого виду, вторинні енергетичні ресурси;

- по області застосування - для опалення, вентиляції, гарячого водопостачання, кондиціонування повітря, підвищення ефективності енергетичних установок.

Термотрансформатори класифікують залежно від положення рівнів температур низькопотенційного джерела T_H і високопотенційного приймача енергії T_B стосовно температури навколишнього середовища T_e :

- якщо температура низькопотенційного джерела нижче температури навколишнього середовища ($T_H < T_e$), а температура високопотенційного приймача дорівнює температурі зовнішнього середовища ($T_B = T_e$), то термотрансформатор називають холодильною машиною;
- якщо потенційним джерелом енергії є навколишнє середовище, тобто $T_H = T_e$, а температура високопотенційного приймача теплової енергії $T_B > T_e$, то такий термотрансформатор називають тепловим насосом.

2.2. Принцип дії теплових насосів

Для забезпечення функціонування теплового насоса основне значення має холодоагент, надалі іменований робочим середовищем. Він має властивість випаровуватися при дуже низьких температурах. При подачі зовнішнього повітря або води на теплообмінник (випарник) циркулююче в ньому робоче середовище забирає від джерела теплоти необхідне тепло для випару й переходить із рідкого стану в газоподібне. При цьому джерело тепла охолоджується на кілька градусів. Компресор здійснює всмоктування газоподібного робітничого середовища і її стискування. За рахунок збільшення тиску відбувається підвищення температури – таким чином, робітниче середовище "підкачується" до більше високого температурного рівня. Для цього потрібна електроенергія. Оскільки мова при цьому йде про компресор з охолодженим газом низького тиску, то ця енергія (тепло мотора) не втрачається, а додатково підігріває робоче середовище. Від компресора стисле середовище подається у розташований за ним конденсатор. Тут робоче середовище віддає отримане раніше тепло у циркуляційний контур системи

водяного опалення, де відбувається її перехід у рідкий стан. Потім за допомогою розширювального клапана здійснюється зниження залишкового тиску, і цикл починається заново.

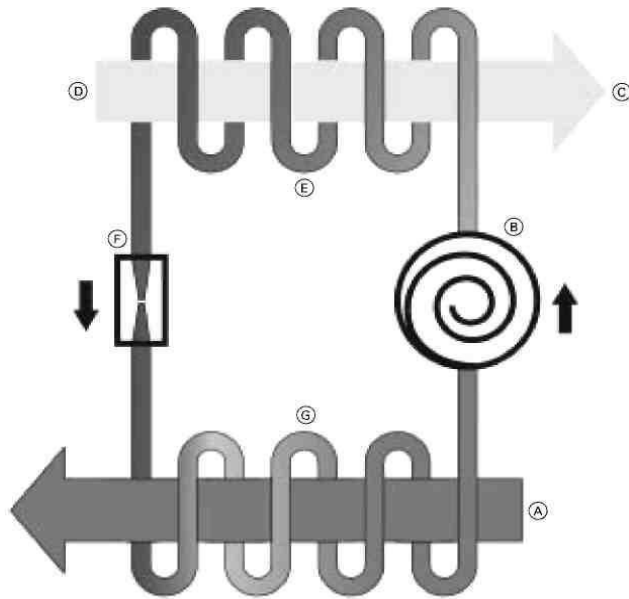


Рис. 2.1. Контур теплового насоса:

A – тепло оточуючого середовища; B – компресор; C – подавальна магістраль опалювального контуру; D – зворотна магістраль опалювального контуру; E – холодильний конденсатор; F – розширювальний клапан; G – випаровувач

2.3. Основні елементи і конструкції теплових насосів

Вибір типу й схеми теплонасосної установки залежить від структури енергоносіїв регіону, потужності систем тепло- і холодопостачання, умов формування прибуткової частини енергетичного балансу розроблювальної установки.

Теплові насоси – це складні технічні установки, які включають у себе сучасні циркуляційні насоси холодного і гарячого теплоносіїв, компресор, теплообмінники, клапани, блоки управління і регулювання, мікропроцесорне обладнання.

До основних елементів теплових насосів належить робоче тіло (робоче середовище), компресор, теплообмінник, приводний двигун.

Компресори. Розрізняють ротаційні, поршневі, гвинтові та відцентрові компресори для теплових насосів. До компресорів пред'являють такі вимоги:

- більш висока температура конденсації (біля 60 °С);
- більш висока допустима температура стискування (біля 100 °С);
- високий ККД;
- по можливості плавне регулювання продуктивності без її втрат;
- невисокий рівень шуму.

Ротаційні компресори працюють при низьких тисках і ступеням стискування. Вони застосовуються при потужностях привода до 5 кВт, вихідному тиску до 1 МПа.

Поршневі компресори найбільш розповсюджені в теплових насосах. Великі компресори досягають потужності 100-150 кВт, а невеликі конкурують з ротаційними. Поршневі компресори поділяються на відкриті та герметичні. У відкритому компресорі приводний вал виходить зовні через ущільнення в корпусі. Привод може бути електричним або від іншого двигуна. У герметичній конструкції ущільнення виключені, а привод здійснюється електродвигуном, розміщеним усередині кожуха, який герметично ущільнений (заварений). Це одночасно розв'язує дві проблеми: ліквідує витіки через ущільнення і забезпечує охолодження електродвигуна. Основні характеристики компресора, за якими він вибирається: тиск на виході, температура, різниця тисків, тиск всмоктування, відношення тисків.

Гвинтові компресори призначені для продуктивностей, які перевищують сферу застосування поршневих компресорів. Цей компресор складається з двох гвинтового виду роторів, що обертаються разом в ущільненому корпусі. Стискування проходить у зазорах між зачепленими гвинтами. Продуктивність гвинтового компресора може змінюватися ступінчасто. Завдяки відсутності робочих клапанів і вузлів передаточного механізму, таких, як шатуни і поршні, досягається більш висока надійність порівняно з поршневим компресором.

Принциповим недоліком гвинтових компресорів є підвищення вартості і рівня шуму.

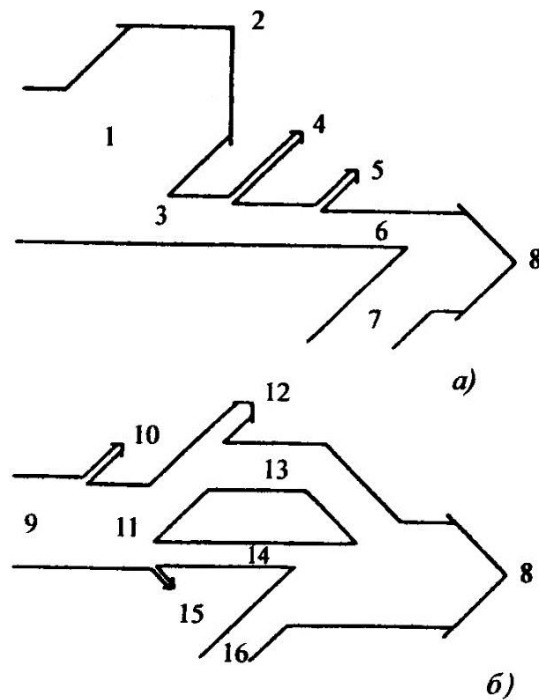


Рис. 2.2. Енергетичні діаграми теплових насосів з електроприводом (а) і з приводом від ДВЗ (б):

- 1 – енергія палива, що спалюється на електростанції; 170 кВт; 2 – втрати при виробітку і передачі електроенергії; 119 кВт; 3 – електроенергія, підведена до електродвигуна, 51 кВт; 4 – втрати в електродвигуні, 5 кВт; 5 – привод вентилятора, 3 кВт; 6 – привод компресора, 43 кВт; 7 – від джерела низькопотенційної теплоти, 57 кВт; 8 – відпущена теплова енергія, 100 кВт; 9 – енергія палива, яке спалюється в камері спалювання, 88 кВт; 10 – втрати в камері спалювання - 5кВт; 11 – енергія, підведена до двигуна, 83 кВт; 12 – втрати, що утилізуються, 46 кВт; 14 – привід компресора, 20 кВт; 15 – привід повітряного вентилятора, 20 кВт; 16 – від джерела низькопотенційної теплоти, 34 кВт

Привідні двигуни. Приводом компресора може служити як електродвигун, так і двигун внутрішнього згорання (ДВЗ). Привід від електродвигуна найбільш розповсюджений, що пояснюється його дешевизною, простотою в експлуатації і високою надійністю. Разом з тим електродвигун

менш ефективний за первинною енергією, При використанні ДВЗ з'являється можливість використовувати в якості привода теплоту води, нагрітої в охолоджуючому контурі двигуна, і теплоту вихлопних газів. Ефективність застосування ДВЗ як привода компресора в тепловому насосі видно з порівняння енергетичних діаграм двох типів теплових насосів, зображених на рис. 2.2.

Як видно з першої діаграми, для того щоб отримати 100 кВт теплової потужності, у тепловій насосі на привід компресора необхідно витратити 43 кВт електричної потужності, що еквівалентно 170 кВт від палива, спаленого на електростанції. У випадку дизельного двигуна для отримання тієї ж кількості теплоти вимагається 88 кВт потужності спаленого палива.

Теплообмінні апарати. Випаровувач у теплових насосах служить для відбирання теплоти з навколишнього середовища або від теплоносія при низькій температурі, при цьому холодоагент переходить із рідкої фази в газоподібну, У зв'язку зі значною різницею коефіцієнтів теплообміну потоку газів і рідин застосовують і різні конструкції випаровувачів для охолодження рідин і газів,

Випаровувачі для охолодження рідин залежно від конструкції поділяють на: кожухотрубні, типу «труба в трубі», змійовикові, регісторні, пластинчасті.

Кожухотрубна конструкція найбільш широко застосовується у випаровувачів для охолодження рідин. Рідина, що охолоджується, може проходити як усередині труб, так і між ними. Двотрубна конструкція застосовується для теплових насосів теплопродуктивністю менше 40 кВт. Перевага такої конструкції полягає в тому, що обидві рідини, що беруть участь у теплопередачі, рухаються у протитоці. У змійовиках, регісторних та пластинчастих випаровувачах холодоагент, призначений для випаровування, подається всередину змійовика, регістру або пластин. Такі конструкції застосовують у тих випадках, коли випаровувачі вбудовані у круглі або багатокутні резервуари, де протікає рідина, що охолоджується, Так як коефіцієнт теплообміну холодоагента, що випаровується, вищий, ніж при

теплообміні потоку газу, в якості теплопередаючої поверхні у випаровувачах для охолодження газу завжди застосовуються труби з розвинутою поверхнею із сторони руху газу, пластинчасті і ребристі труби. Газ або повітря пропускають через пучки пластинчатих або ребристих труб під тиском. Часто застосовують вентиляційно-випаровувальні агрегати, які складаються з випаровувача, вентилятора, що створює рух повітря, і кожуху.

Конденсатори в теплових насосах служать для відведення теплоти при температурі, яка перевищує температуру навколишнього середовища. При цьому холодоагент переходить із пароподібного стану в рідинний, тобто конденсується. В якості охолоджуваної речовини для конденсаторів застосовують як рідини (особливо воду), так і гази (особливо повітря). Тип охолоджуваної речовини, яка сприймає теплоту конденсації залежить у теплонасосному циклі від способу застосування. Використання повітря для цього має сенс тоді, коли воно являє собою речовину, до якої повинна підводиться теплота. При використанні рідин в якості охолоджуючої конденсатор речовини їх функцією часто є лише транспортування корисної теплоти від конденсатора до місця її споживання.

Конденсатори з рідинним охолодженням по конструктивному вирішенню поділяються на кожухотрубні, двотрубні і змішовотрубні.

Кожухотрубна конструкція найчастіше застосовується в конденсаторах. При цьому холодна речовина пропускається всередині труб, а холодоагент конденсується на зовнішній стороні труб у міжтрубному просторі. Для забезпечення більш високого нагрівання холодної речовини організується рух пари холодоагенту знизу вгору. Конструкція «труба в трубі» має перевагу у створенні повного протитоку обох речовин, завдяки чому досягається більш висока температура теплоносія на виході. У конденсаторах змішовиковотрубних конструкцій з повітряним охолодженням в якості теплопередаючого елемента завжди застосовують труби зі збільшеною поверхнею зі сторони газу. Для досягнення більшої компактності апарату і його здешевлення здійснюється вимушений рух газу або повітря через пучки ребристих труб.

Збільшення розмірів теплообмінників підвищує їх вартість, але одночасно зменшує різницю температур між кипінням і конденсацією, а це означає збільшення опалювального коефіцієнту КОП (COP). Тому необхідно розрахувати оптимальний теплообмінник, виходячи з економічних міркувань. Як показано в [10], різні підходи до цього питання обумовили те, що в умовах Англії теплові насоси мають практично вдвічі більший конденсатор порівняно з агрегатами, що випускаються в США.

Системи керування тепловимн установками. Більшість теплових насосів, що випускаються, у т.ч. і в Україні, мають двопозиційне регулювання. КОП теплових насосів залежить від багатьох факторів, але головний із них – температура випаровування і конденсації. Температура випаровування, як правило, повинна слідувати за температурою навколишнього середовища або температурою джерела тепла, щоб тепловий насоса допомагав здобувати максимальну користь у результаті зміни погодних умов.

Витрати рідини у випаровувачі регулюються дроселем. Термостатичний клапан у дроселі, поширений в установках середніх розмірів, підтримує постійну температуру пари на вході в компресор і таким чином побічно керує фактичною температурою випаровування.

У випаровувача з холодоагентом зовні трубок використовується поплавковий регулятор низького тиску. Він підтримує постійне заповнення випаровувача рідким холодоагентом при температурі і тиску, які відповідають джерелу тепла.

Застосовують поплавковий регулятор на стороні високого тиску, підтримуючи постійний рівень рідини в резервуарі під конденсатором. Це дозволяє підтримувати теплопродуктивність системи відповідно до вимог споживача тепла. Температура конденсації регулюється потоками холодоагенту і теплоносія.

Витрати холодоагенту регулюються компресором. Ротаційні і поршневі компресори регулюються зміною швидкості. Відцентровий компресор регулюється за допомогою поворотних лопаток на вході.

Здатність теплових насосів регулювати продуктивність і працювати при частковому навантаженні підвищує ефективність теплопостачання за рахунок виключення втрат від надлишкового опалення і зменшення витрат теплоносія. При цьому досягається 30%-на економія порівняно зі звичайною нерегульованим тепловим насосом.

Тепловий насос потрібно захищати від несприятливих умов роботи, обмерзання випаровувача, коли джерелом теплоти є вода.

2.4. Джерела низькопотенціальної енергії теплових насосів

2.4.1 Умови практичного використання тепла навколишнього середовища

Для практичного використання тепла навколишнього середовища необхідно прийняти до уваги наступні критерії:

- достатня наявність;
- якомога більш висока акумулююча здатність;
- якомога більш високий рівень температур;
- достатня регенерація;
- економічне отримання;
- низькі затрати на технічне обслуговування.

Даним вимогам, для раціонального використання, відповідають такі джерела тепла: ґрунт, вода та оточуюче повітря. Всі вони накопичують сонячну енергію, в результаті чого через ці джерела тепла не прямо використовується сонячна енергія.

За типом джерел низькопотенційної енергії розрізняють шість різновидів компресійних теплових насосів (таблиця 2.1).

2.4.2. Теплогенерація з навколишнього повітря

Типовий повітряно-повітряний тепловий насос показаний на рис. 2.3. Зовнішнє повітря проганяється через оребрені трубки випаровувача, усередині яких циркулює робоче тіло.

Різновиди компресійних теплових насосів [11]

Різнovid ТП	Характерні ознаки	
	У випаровувачі охолоджується	В конденсаторі нагрівається
Рідина-рідина	вода або антифриз	вода
Рідина -повітря		повітря
Повітря - рідина	повітря	вода
Повітря - повітря		повітря
Грунт- рідина	грунт	вода
Грунт- повітря		повітря

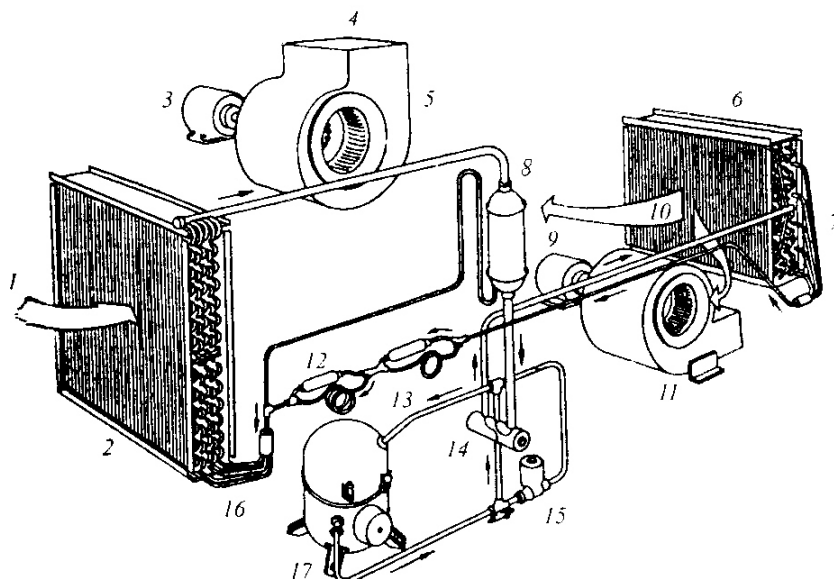


Рис. 2.3. Схема теплового насосу типу повітря – повітря [11]:

1 – зовнішнє повітря; 2 – випаровувач; 3 – двигун вентилятора; 4 – викиди охолодженого повітря; 5 – вентилятор зовнішнього повітря; 6 – конденсатор; 7 – холодне повітря з приміщення; 8 – регулятор витрат; 9 – двигун вентилятора; 10 – нагріте повітря в приміщенні; 11 – вентилятор внутрішнього повітря; 12 – зворотні клапани; 13 – капіляри; 14 – розподільчий клапан; 15 – клапан розвантаження компресора; 16 – розподілювач потоку; 17 – компресор

Таким чином, теплота відводиться від конденсатора до повітря приміщення, що опалюється. У міру зниження температури навколишнього середовища необхідна кількість теплоти для опалення підвищується, але здатність теплового насосу підтримувати навіть постійну теплову потужність знижується. Для усунення цього недоліку застосовують додаткові нагрівачі – електричні або на органічному паливі. Розміщують випаровувач у місцях, де температура повітря підігрівається сонячним випромінюванням, наприклад – під покрівлею на горищі будинку

У будівлях, які відповідають сучасним будівельним нормам, водяний для повітряний тепловий насос може працювати в моноенергетичному режимі у поєднанні з електронагрівальною вставкою.

Для водяних для повітряних теплових насосів параметри джерела тепла задаються конструкцією або розмірами пристрою. При цьому необхідна кількість повітря подається через повітряні канали за допомогою вбудованого вентилятора у випарник і при цьому охолоджується.

Припливні і витяжні отвори мають бути розташовані так, щоб унеможливити "замикання" повітряного потоку.

2.4.3. Теплогенерація при використанні земляних колекторів

Ґрунт володіє властивістю акумулювати сонячну енергію впродовж довгого періоду часу, що забезпечує порівняно рівномірну температуру джерела тепла впродовж року й, тим самим, високий ККД роботи теплового насоса. Температура у верхніх прошарках ґрунту змінюється в залежності від сезону. Нижче границі замерзання ці температурні коливання значно звужуються. (рис.2.4.)

Накопичене у ґрунті тепло добувається з використанням горизонтально прокладених геотермічних теплообмінників, так званих земляних зондів.

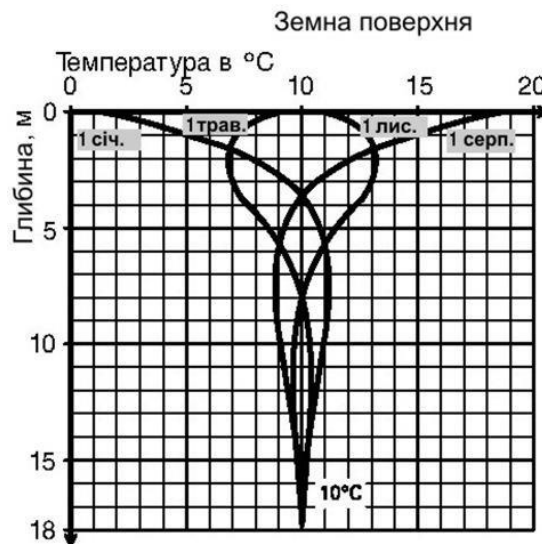


Рис. 2.4. Залежність температури ґрунту від глибини [10]

Тепло оточуючого середовища передається сумішшю води та антифризу (розсоллом), температура замерзання якого повинна складати близько „-15°C” (прийняти до уваги данні виробника). Завдяки цьому розсіл не замерзає у процесі роботи.

На рис. 2.5 показані ізоплети температури ґрунту, характерні для України залежно від глибини і періоду року. Як видно з рисунку, при закладці теплообмінника на глибину більше 1 м можна вилучати теплоту із ґрунту. При цьому треба мати на увазі, що необхідна для випаровувача теплового насосу площа поверхні землі в багато разів перевищує опалювальну площу.

Генерація тепла з ґрунту виконується за допомогою проложених у ґрунті на великій площі систем полімерних труб (рис.2.6)

Полімерні (поліетиленові) труби прокладаються в ґрунті на глибині 1,2 – 1,5 м. Довжина трубопроводів не повинна перевищувати 100 м, інакше існує значна втрата тиску і, тим самим, буде необхідна дуже висока продуктивність насосів. На кінцях труби з’єднуються розподільними гребінками подаючої та зворотної магістралей, які повинні розташовуватись трохи вище самих труб, щоб забезпечити можливість видалення повітря з системи.

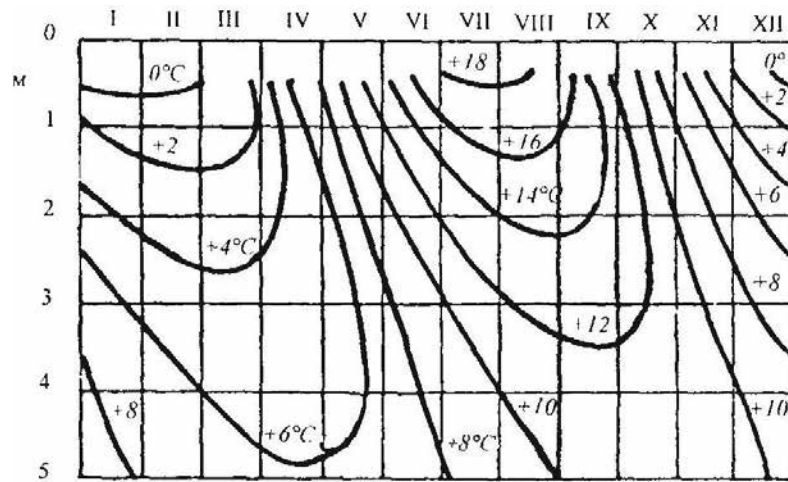


Рис. 2.5. Ізоплети температур ґрунту в залежності від глибини і періоду року (для району Києва) [10]

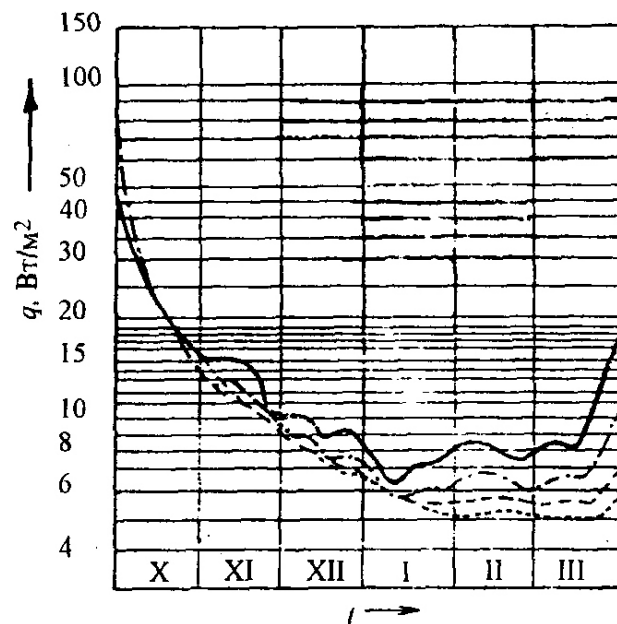


Рис. 2.6. Питоме теплотзімання з ґрунту при різній глибині закладання труб

Розсіл перекачується циркуляційним насосом по полімерних трубах і при цьому відбирається накопичене в ґрунті тепло. За допомогою теплового насоса це тепло використовується для опалення приміщень.

Тимчасове замерзання ґрунта в безпосередній близькості від труб – як правило, в другій половині опалювального періода – не має жодної негативної дії на роботу системи і на ріст рослин.

Проте, при цьому не слід саджати рослини з глибоким корінням на ділянці прокладання розсольних труб. Регенерація прогрітого ґрунту відбувається вже в другій половині опалювального періоду під дією підсилюючих інсоляції та опадів, в результаті чого до наступного опалювального періоду ґрунт в якості акумулятора тепла” знову може бути використаний в цілях опалення.

Необхідні роботи по переміщенню ґрунту при новому будівництві можуть бути виконані, як правило, без великих додаткових затрат; в протилежність цьому, для існуючої будівлі пов’язані з цим затрати у більшості випадків настільки великі, що дооснащення вже з цієї причини, як правило, виключається.

Кількість тепла, яку можна отримати з ґрунту, залежить від різноманітних факторів. У відповідності з даними, які є в даний момент, в якості джерела тепла найбільш придатна сильно зволожений водою глинистий ґрунт. В ґрунті з великим вмістом піску кількість отримуваної теплової енергії нижче. При цьому в неясних випадках рекомендується звернутись до експерта зі стану ґрунту.

Теплообмінники у ґрунті, закладені за схемою (рис. 2.8), складаються із систем труб у вигляді горизонтально прокладених зміїо-виків, по яких пропускається теплоносії (вода, антифриз, розсіл). Теплоносії віддає тепло холодоагенту у спеціальному теплообміннику. Середня температура розсолу взимку складає -3 оС.

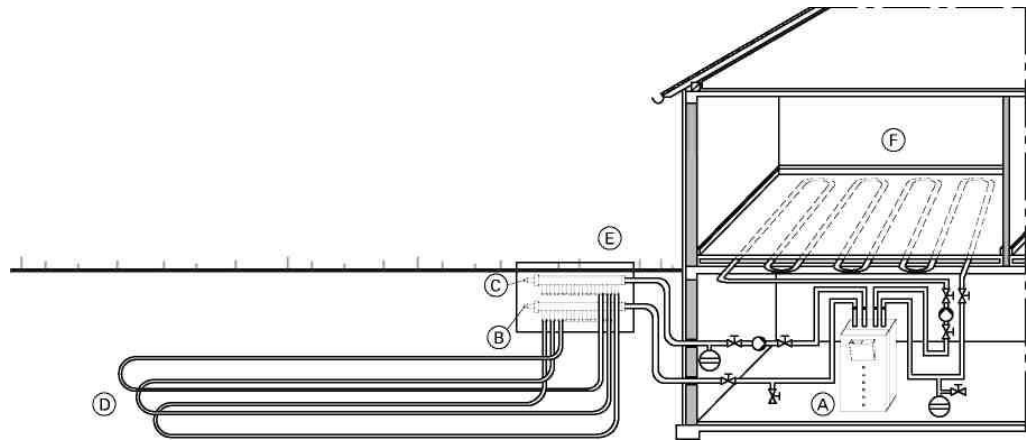


Рис. 2.7. Теплогенерація при використанні земляного колектора:

А – тепловий насос; В – розподільник розсолу (зворотна магістраль); С – розподільник розсолу (подавальна магістраль); D – земляний колектор; Е – колекторний колодязь з розподільником розсолу; F – низькотемпературна опалювальна установка

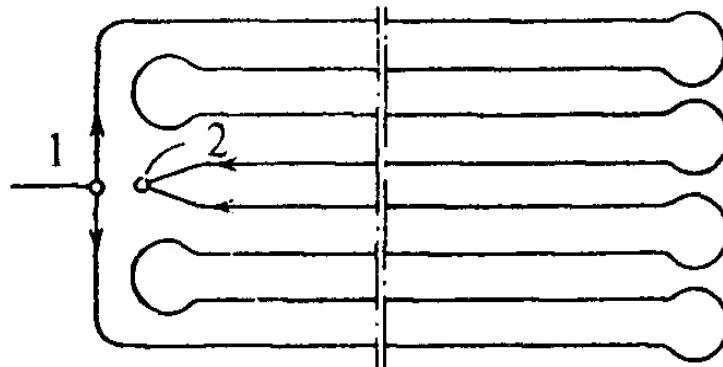


Рис. 2.8. Схема прокладання ґрунтового теплообмінника

(1 – подача, 2 – зворотна лінія)

Зі збільшенням вмісту води у ґрунті і підвищенню завдяки цьому теплопровідності і кращому контакту із трубами питомий тепловий потік зростає. Теплопровідність сухого ґрунту залежно від щільності і хімічного складу коливається в межах 0,14-0,52 Вт/(м·К), вологого – 0,8-2,5 Вт/(м·К). Матеріалом труб служить корозійностійкий поліетилен (ТГЛ2І58І) або нержавіюча сталь.

За датськими дослідженнями, при закладці теплообмінника на глибину 1,5 м при кроці розміщення труб у 2 м погонний тепловий потік до випаровувача з ґрунту складає 20-25 Вт/м.

Німецькі дослідження [10] показують наступні оптимальні параметри: діаметр труб 20-25 мм, відстань між трубами 0,5-1,8 м, глибина закладки 0,5-3 м (залежно від властивостей ґрунту), питоме теплонадходження – 6-45 Вт/м² поверхні ґрунту, довжина труб кожної вітки 100 м, температура теплоносія 0-5 °С при $\Delta T = 5$ °С.

Головним чином, в наслідок великої займаної площі прокладка горизонтальних земляних колекторів для нових споруд часто є ускладнена. Особливо в місцях щільного заселення з дуже малими за розміром земельними ділянками можливості реалізації таких систем значно обмежені. З цієї причини в даний час все частіше знаходять застосування вертикальні земляні теплові зонди, що досягають глибин до 50 – 150 м.

Зонди складаються з поліетиленових труб. Як правило, встановлюються паралельно чотири труби (подвійні u-подібні трубні зонди). Розсіл поступає по двох трубах від розподільника вниз і повертається по двох інших трубах назад вгору до колектора.

За хороших гідрогеологічних умов, перш за все за наявності проточних ґрунтових вод, можливий моновалентний режим роботи теплового насоса без тривалого охолодження ґрунту.

Умовою для проектування і встановлення земляних теплових зондів є точні знання характеристик ґрунту, залягання пластів, опору ґрунту і наявності ґрунтових або пластів вод із з визначенням рівня води і напрямку її течії. При проектуванні системи земляних теплових зондів за нормальних гідрогеологічних умов можна виходити з середньої теплогенерації зонда 50 Вт/м довжини зонда (згідно VDI 4640). Якщо зонд знаходиться в потужному водоносному шарі, то можуть бути досягнуті і вищі потужності теплогенерації

2.4.4. Вода як джерело теплоти

Артезіанська вода має майже однакову температуру, приблизно від 10 °С у північних областях до 15 °С поблизу екватора.

Ґрунтові води, температура яких протягом року складає 8-10 °С, мають сприятливі властивості для використання в теплових насосах без підготовчих процесів. Інфільтрація охолодженої води здійснюється в тому випадку, коли ґрунтова вода не може бути використана для технологічних потреб. Водопідйомні та інфільтраційні колодязі повинні бути розташовані один від одного не менше ніж на 15 м.

Вода відкритих водоймищ, таких, як озера, моря та ріки, також може служити джерелом теплоти. При її використанні, як і у випадку з повітрям, трапляються труднощі взимку. Вода надходить з температурою 4-7 Вода як джерело теплоти.

Ґрунтові води, температура яких протягом року складає 8-10 оС, мають сприятливі властивості для використання в теплових насосах без підготовчих процесів. Інфільтрація охолодженої води здійснюється в то-му випадку, коли ґрунтова вода не може бути використана для техноло-гічних потреб. Водопідйомні та інфільтраційні колодязі повинні бути розташовані один від одного не менше ніж на 15 м.

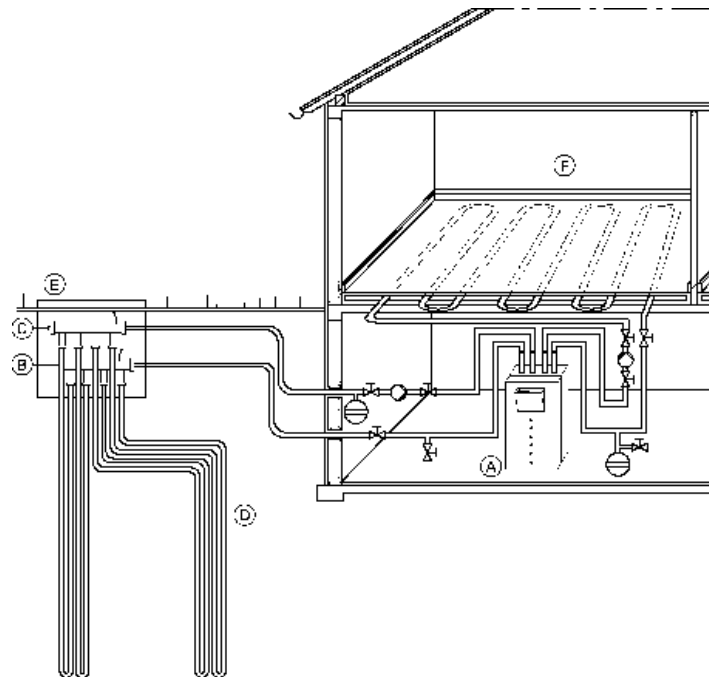


Рис. 2.9. Теплогенерація при використанні земляного зонду:

A – тепловий насос; B – розподільник розсолу (зворотна магістраль); C – розподільник розсолу (подавальна магістраль); D – земляний зонд; E – колекторний колодязь; F – низькотемпературна опалювальна установка

Вода відкритих водоймищ, таких, як озера, моря та ріки, також може служити джерелом теплоти. При її використанні, як і у випадку з повітрям, трапляються труднощі взимку. Вода надходить з температурою 4-7 °С. Щоб вона не замерзала, її не слід охолоджувати до 12 °С.

Слабо нагріта вода як джерело теплоти – найбільш привабливе джерело. Щоб вона не замерзала, її не слід охолоджувати до 12 °С.

РОЗДІЛ 3. ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ І ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

3.1. Потужність теплового насоса. Розрахункове теплове навантаження системи опалення будівлі

Відомо, що виробництво теплових насосів у світі підпорядковане, передусім, конкретним потребам країн виробників. Тут є зважаючи на не лише кліматичні особливості різних країн, але і рівень вживаних будівельних технологій і архітектурно-планувальних рішень об'єктів ЖКГ, і нові будівельні матеріали, і потреби ринку, і, навіть іноді, національні особливості. Тому за уявною простотою пряме копіювання іноземних проектів або підбір устаткування не фахівцями може не лише привести до не оптимальних рішень, але і взагалі дискредитувати саму ідею впровадження теплонасосних технологій. Наприклад, виконанню передовими зарубіжними фірмами великих проектів з ґрунтовими теплонасосними системами, обов'язково передують експериментальні дослідження реальних характеристик ґрунту, оскільки проектування за інтегральними характеристиками, що пропонується для українських замовників, може привести до 30-50% завищення вартості підсистеми збору низькопотенційного тепла, а значить до збільшення терміну окупності проекту і зниження його конкурентоспроможності.

Основою для створення надійних і економічних теплонасосних опалювальних систем є збалансованість необхідної кількості теплоти для гарантування комфортного клімату у споживача з кількістю теплоти, генерованою теплогенератором. Нагадаємо, що зміна потрібної кількості теплоти для конкретної системи опалювання, залежить, в першу чергу, від зміни температури зовнішнього повітря впродовж опалювального періоду (рис.3.1). Теплогенератори для систем опалювання повинні забезпечувати комфортну внутрішню температуру в приміщеннях біля 18-20 °С при будь-якій зовнішній температурі. У традиційних системах опалення з радіаторами або

конвекторами, як теплоносії зазвичай використовується вода з температурою 90 °С, рідше 110 °С, а в промислових будівлях, окрім води, може також використовуватися пара.

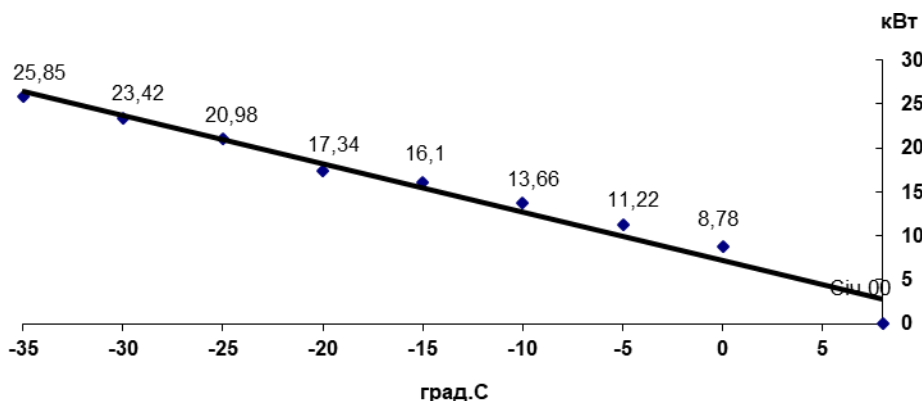


Рис. 3.1. Зміна потужності системи опалення при змінних температурах зовнішнього повітря, розрахунковому тепловому навантаженню 20 кВт і розрахунковій температурі -23 °С

У разі використання гарячої води регулювання опалювального навантаження відбувається, як правило, якісно, тобто шляхом зміни температури теплоносія при незмінній його витраті. Розрахунок системи якісного регулювання зводиться до визначення температур "прямої" і "зворотної" води в опалювальній мережі залежно від потрібного в цих умовах теплового навантаження. Температури " прямої" і "зворотної" води визначаються згідно [8] по рівняннях:

$$T_w^{np} = T_{вн} + \Delta T^* \cdot Q^{0,8} + Q \cdot \frac{\theta}{2}, \quad (3.1)$$

$$T_w^{обр} = T_{вн} + \Delta T^* \cdot Q^{0,8} - Q \cdot \frac{\theta}{2}, \quad (3.2)$$

де $Q = Q^T / Q_p^T = (T_{вн} - T_{нар}) / (T_{вн} - T_{нар}^p)$ — відношення опалювального навантаження при цій температурі зовнішнього повітря $T_{нар}$ до опалювального навантаження при розрахунковій температурі

зовнішнього повітря $T_{нар}^p$; $T_{вн}$ – температура повітря в приміщенні; $\Delta T^* = 0,5(T_{вр}^{np} + T_{вр}^{обр}) - T_{вн}$; $\theta = T_{вр}^{np} - T_{вр}^{обр}$ – різниця температур прямої і зворотної води тепломережі (у системі опалення) при розрахунковій температурі зовнішнього повітря.

Температурний графік тепломережі 95/70 °С при розрахунковій температурі зовнішнього повітря -23 °С, побудований по рівняннях (3.1 і 3.2) представлений на рис. 3.2.

Звідси витікає, що зі зниженням зовнішньої температури, температура теплоносія в системі опалювання повинна підвищуватися. При якісному регулюванні в традиційній системі опалювання це може досягатися збільшенням кількості спалюваного палива при незмінній витраті теплоносія. Відомо, що типовим значенням температури теплоносія на виході з конденсатора у широко вживаних нині ТН являється 50-55 °С. Причому значення вище 50 °С досягаються, як правило, на граничних режимах роботи теплового насоса і не завжди можуть бути досягнуті в середині опалювального періоду, коли сталося, наприклад, заохолодження ґрунту і зниження температури джерела НПТ в геотермальних ТНУ. У повітряних ТН значення максимальної температури на виході конденсатора також знижується при низьких температурах зовнішнього повітря, і навіть значення 50 °С може виявитися недосяжним.

Виходячи з цього при проектуванні, ймовірно, доцільно задаватися максимальною розрахунковою температурою теплоносія не вище 50 °С.

Зрозуміло, що при таких температурах теплоносія на вході в традиційно спроектовану систему опалювання, комфортні умови в опалюваному приміщенні без деяких додаткових заходів забезпечити неможливо.

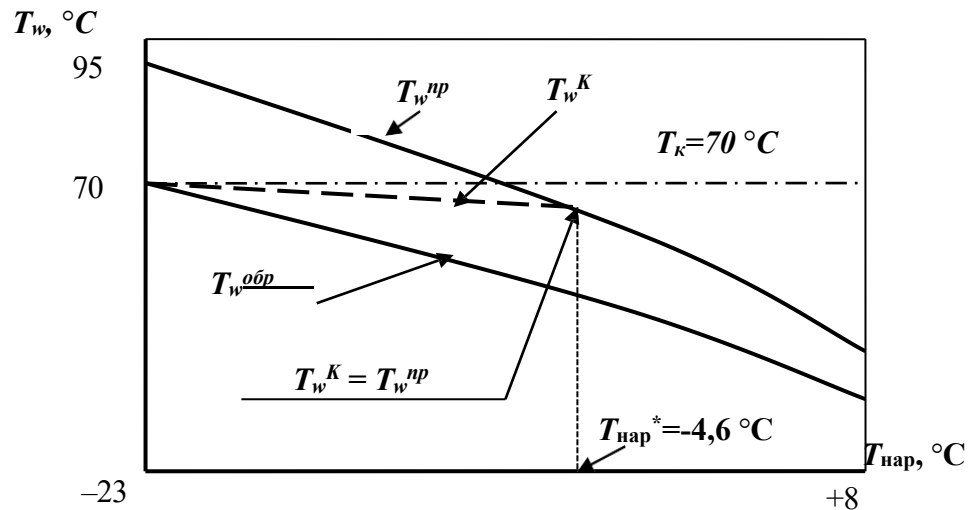


Рис. 3.2. Температурний графік якісного регулювання

Ось чому, до проектування опалювальних систем з тепловими насосами, потрібний абсолютно інший підхід. При застосуванні теплонасосних установок мають бути доцільно зв'язані як зовнішні, так і внутрішні енергетичні потоки в системі.

Відомо, що практичний ефект від застосування теплових насосів реалізується вдало в низькотемпературних системах опалювання. Поняття "Низька температура" пов'язане з температурою поверхні нагрівальних приладів, вживаних в теплонасосних системах опалювання, і яка помітно нижче температури поверхні трубчастих чи секційних нагрівальних приладів традиційних систем опалення. Низькотемпературні опалювальні мережі вдало поєднуються з теплою підлогою, конвекторами типу "Фанкойл", повітряним опаленням і, при відповідному збільшенні поверхні теплообміну, іноді можуть експлуатуватися з традиційно вживаними сучасними типами радіаторів.

Кількість генерованої теплоти і ефективність її отримання тепловим насосом, залежить значною мірою від рівня і стабільності температури джерела низькопотенційної енергії. У невеликому діапазоні зміна теплопродуктивності може відбуватися при зміні положення регулюючого вентиля і зміні теплового навантаження конденсатора ТН за рахунок зміни витрати робочого тіла, а

також за допомогою інверторної електронної системи, що дозволяє змінювати продуктивність компресора за рахунок регулювання його частоти обертання. Проте, теплопродуктивність теплового насоса і ефективність перетворення енергії в нім визначається в основному температурним рівнем низькопотенційного джерела.

Для раціонального використання енергії доквілля як джерел теплоти зазвичай застосовуються ґрунт, вода і навколишнє повітря. За допомогою цих джерел побічно використовується сонячна енергія, що накопичується в них. При цьому вид вживаного джерела низькопотенційної теплоти по-різному поєднується зі змінним режимом роботи теплонасосної системи опалювання.

Ключовим питанням тут є визначення бівалентної точки (температури зовнішнього повітря, при якій повинен підключатися другий теплогенератор, наприклад, електричний котел).

Максимальна теплопродуктивність теплового насоса, очевидно, відповідає умові, коли температура води, що виходить з конденсатора, дорівнюватиме температурі прямої води по графіку тепломережі. Температура, при якій дотримується ця умова, визначається залежно від логарифмічної різниці температур в конденсаторі при його максимальній продуктивності [8].

$$\delta T_{ln} = \frac{T_{w2}^K - T_w^{обр}}{\ln \frac{T_K - T_w^{обр}}{T_K - T_{w2}^K}} \quad (3.3)$$

Величина δT_{ln} знаходиться на базі техніко-економічного розрахунку конденсатора теплового насоса [27] чи приймається, ґрунтуючись на досвіді експлуатації. Для простоти викладу приймемо величину $\delta T_{ln} = 8 \text{ } ^\circ\text{C}$, тоді з (3.3) за умови $T_K = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$, рівність дотримується при $T_{нар} = -4,6 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Температура теплоносія після конденсатора теплового насоса T_{w2}^K , при температурах зовнішнього повітря нижче, ніж $T_{нар}^*$, визначається по рівнянню

$$T_w^K = T_K - \frac{T_K - T_w^{обр}}{e^m}, \quad (3.4)$$

де $m = k_K \cdot F_K / (G_w^K \cdot c_w)$; k_K – коефіцієнт теплопередачі в конденсаторі; F_K – площа поверхні конденсатора; $G_w^K \cdot c_w$ – водяний еквівалент теплоносія в конденсаторі.

При температурах зовнішнього повітря більш високих $T_{нар}^*$ теплове опалювальне навантаження може бути повністю покрите тепловим насосом. У зоні зовнішніх температур нижче $T_{нар}^*$ додатково до теплового насоса повинен підключатися доводчик або піковий підігрівач, продуктивність якого для забезпечення економної роботи системи опалювання, визначається як різниця продуктивності системи опалювання і продуктивності теплового насоса, причому остання зменшується у міру зниження температури зовнішнього повітря.

$$Q^{пик} = Q^T - Q^{ТН} = G_w^K \cdot c_w \cdot (T_w^{np} - T_w^K). \quad (3.5)$$

Річне вироблення теплоти тепловим насосом і піковим підігрівачем представлено на рис. 3.3 Слід звернути увагу, що при раціональному виборі бівалентної моноенергетичної схеми, доля теплового навантаження, що покривається тепловим насосом, складає 80-90 % від загального навантаження системи опалювання.

Якщо необхідне теплове навантаження системи опалення, що нижче виробляється тепловим насосом (при температурах зовнішнього повітря вище за температуру бівалентної точки), то останній системою автоматики відключається до відновлення необхідної температури у баку акумуляторі. Таким чином, рішення оптимізації споживання первинної енергії вже вимагає узгодження з схемними рішеннями і системою регулювання.

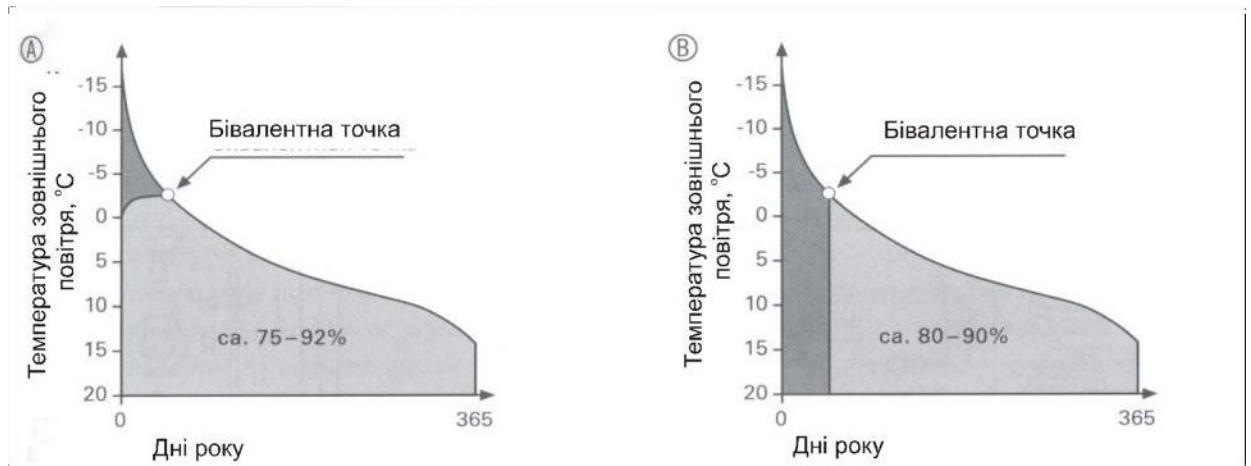


Рис. 3.3. Бівалентно-паралельний (А) і бівалентно-альтернативний (В) режими експлуатації теплової помпи і водогрійного котла

Підводячи підсумки сказаному можна відмітити, що на практиці реалізуються наступні режими роботи теплонасосної системи опалювання :

а) моновалентний режим, коли тепловий насос є єдиним джерелом опалювання;

б) бівалентний моноенергетичний, коли як доводчик використовується електричний котел. Опалювальна система працює до певної температури зовнішнього повітря (у нашому прикладі до мінус 4,6 °С) за теплонасосним принципом, а при нижчих температурах (для теплового насоса "повітря-повітря" це може бути діапазон температур від - 4,6 до -15 °С), підключається електричний доводчик;

в) бівалентний альтернативний, коли тепловий насос забезпечує будівлю теплом до деякої температури зовнішнього повітря (наприклад, мінус 4,6 °С), а потім вимикається і починає працювати інше джерело (наприклад, газовий котел);

г) бівалентний паралельний, такий, що відрізняється від моноенергетичного тим, що при низьких температурах паралельно з тепловим насосом працює джерело на органічному паливі;

д) бівалентний частково паралельний, такий, що відрізняється від бівалентного паралельного тим, що альтернативний доводчик працює паралельно з тепловим насосом до деякої температури, наприклад до мінус 15 °С, а потім переймає на себе усе навантаження. Схеми перерахованих режимів представлені на рис. 3.4.

Теплові насоси типу "повітря - вода" у більшості випадків працюють за бівалентною моноенергетичною або бівалентною альтернативною схемою. При цьому робота в моноенергетичному режимі, завдяки застосуванню одного загального джерела енергії (електрики), економічно вигідніша, ніж праця за схемою з альтернативним джерелом. Грунтові і геотермальні теплові насоси типу "розсіл - вода" або "вода - вода" працюють цілий рік майже при однаковій температурі теплоносія низькопотенційного джерела і, як наслідок, теплопродуктивність теплового насоса є майже постійною. Грунтові колектори і зонди дозволяється встановлювати тільки в приповерхневих шарах. Установка ґрунтових теплообмінників в глибинних шарах Землі, як правило, дозволяється спеціальними контрольними органами, оскільки не можна з достатньою гарантією виключити негативну дію на водоносні горизонти. Цим забезпечується охорона підземних ресурсів питної води.

Геотермальні теплові насоси придатні для роботи за моновалентною схемою. Проте, якщо система опалення вимагає в подавальній лінії температуру вище 60 °С, застосовується бівалентна схема. Теплопродуктивність теплового насоса визначають по найнижчій температурі джерела тепла. Якщо теплопродуктивність найбільшого теплового насоса виявиться недостатньою, то можливе одночасне включення декількох теплових насосів, при цьому гнучкість системи регулювання потужності ТН збільшується. У бівалентних схемах точка перемикання теплового насоса або бівалентна точка визначається, як було показано вище, не лише теплопродуктивністю теплового насоса, але і розрахунком параметрів поверхонь нагріву.

При проектуванні теплонасосних систем опалення слід мати на увазі, що чим нижче температура теплоносія в лінії подавання опалювальної установки, тим вище коефіцієнт перетворення COP теплового насоса і тим велику частку енергії він виробляє за опалювальний період.

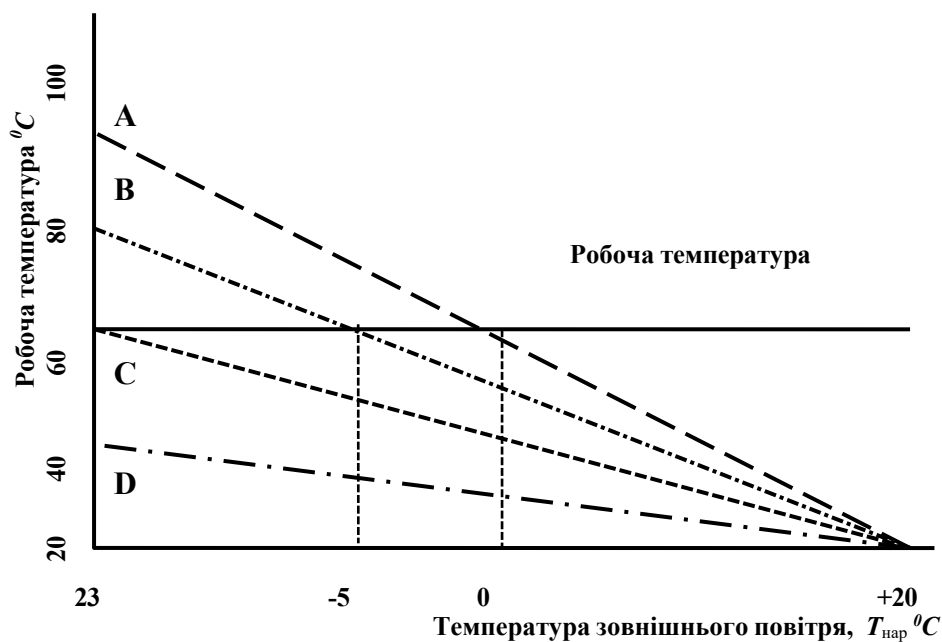


Рис. 3.4. Точки перемикання роботи ТН на друге джерело

Очевидно, що найвищий річний коефіцієнт використання теплонасосної установки може бути досягнутий тільки у поєднанні з системою розподілу тепла з максимальною температурою подання приблизно 35 °С.

Вирішуючи питання забезпечення економічного режиму експлуатації теплонасосної опалювальної установки, проектувальник повинен враховувати також існуючі тарифні показники на енергоносії. У більшості країн, що використовують теплонасосну техніку, пропонуються особливі тарифи на електроенергію для теплових насосів. Особливі тарифи на електроенергію, споживану в нічний період доби, роблять привабливими схеми з тепловими акумуляторами. Можливі варіанти, коли подання електроенергії для теплових

насосів може бути припинене в періоди високого мережевого навантаження. Так, наприклад, подавання електроенергії для моновалентних теплонасосних установок може уриватися організацією, що енергозабезпечує, впродовж 24 годин тричі максимум на дві години. Тепловий насос в змозі забезпечити цілорічне теплоспоживання, і перерви в енергопостачанні не роблять негативного впливу на його функцію, оскільки, наприклад, система теплих водяних підлог за рахунок своєї акумулюючої здатності може перекрити періоди припинення енергопостачання без помітної зміни температури в приміщеннях. Тільки період енергопостачання між двома перервами не мають бути коротші за попередню перерву в енергопостачанні.

Описана вище прив'язка до температурного графіку теплової мережі потрібна у разі, якщо ТН встановлюється в існуючу систему з опалювальними приладами, підібраними під цей графік.

Проте такий шлях має серйозне обмеження, пов'язане з тим, що реальна температура зворотного теплоносія по графіку тепломережі може перевищувати реально досягну температуру на виході з ТН.

Тому, говорячи про впровадження ТН на нових або таких об'єктах, що реконструюються, слід мати на увазі і необхідність зміни температурного графіку, а, отже, і усій внутрішньооб'єктній теплорозподільчій мережі з опалювальними приладами, під реальні можливості ТН. Такими графіками, наприклад, можуть бути 50/40 °С, 50/45 °С.

Точка бівалентності в цьому випадку визначається, виходячи з мінімізації капітальних витрат, при незначному зменшенні середньо сезонного COP теплонасосної установки. Зазвичай вона відповідає випадку, коли ТН забезпечує 60-80% від розрахункового теплового навантаження об'єкту.

3.2. Бівалентно-паралельний режим з підлоговим водогрійним котлом

Сигнал про потребі приміщень, що обігріваються, у теплі надходить до регулятора теплового насоса від датчиків температури теплоносія в буферній ємності (рис. 3.5).

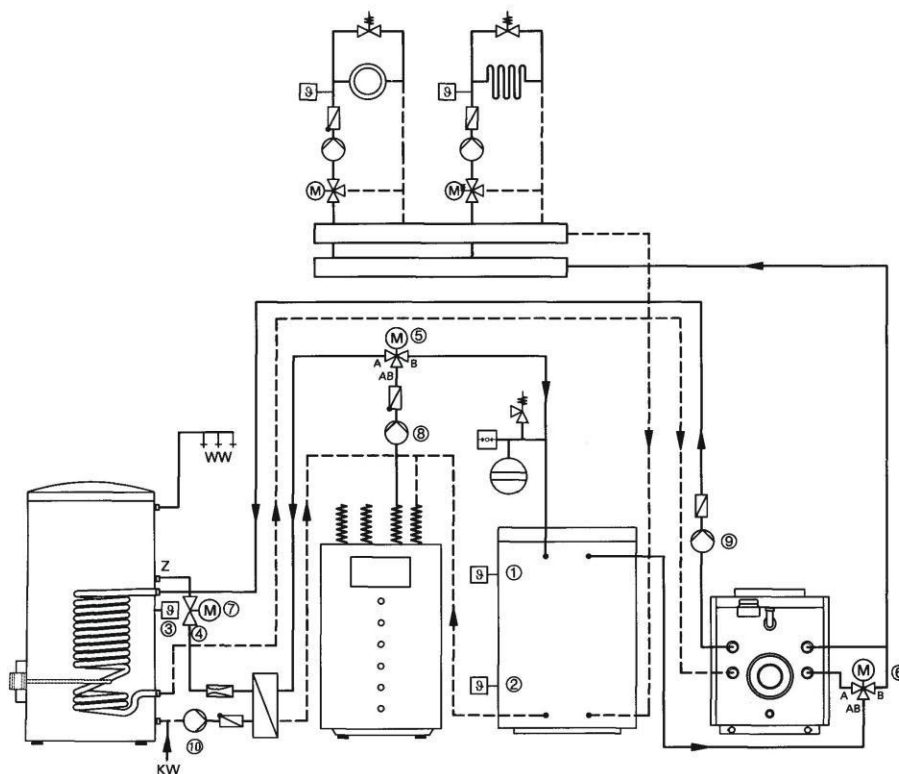


Рис. 3.5. Схема бівалентно-паралельної системи з підлоговим водогрійним котлом і тепловою pompю типу Vitocal 300/350 („VIESSMANN”) [18]

Якщо температура теплоносія у верхній точці буферної ємності, вимірювана датчиком температури (1), нижче необхідного значення, встановленого на регуляторі теплової помпи типу CD 60 „VIESSMANN” (Німеччина), то включається тепловий насос і насос розподільної гребінки (8). Якщо температура теплоносія у верхній частині буферної ємності, вимірювана датчиком (1), не досягне протягом часу, встановленого на регуляторі теплового насоса, необхідної величини, то ввімкнеться водогрійний котел. Для цього регулятор теплового насоса CD 60 через допоміжний контактор активізує регулятор котла і переводить триходовий клапан (6) у положення "AB - A".

Теплоносій з буферної ємності надходить до опалювальних приміщень через водогрійний котел, де додатково нагрівається відповідно до настроювання регулятора котла. Якщо температура теплоносія в нижній частині буферної ємності, вимірювана датчиком (2) досягне значення, встановленого на регуляторі теплового насоса, то за допомогою допоміжного контакту блокується регулятор котла, тобто котел вимикається. Триходовий клапан (6) переводиться в положення "АВ-В" Тепловий насос і розподільної насос (8) вимикаються регулятором теплового насоса.

Бівалентно-паралельний режим експлуатації котла й теплового насоса, застосовуваний для збільшення теплової потужності установки, має обмеження максимальної температури подавального теплоносія – 55 °С. Для цього потрібно правильно встановити опалювальні графіки на регуляторі водогрійного котла.

Підігрів води системи ГВП із тепловим насосом. Відповідно до заводського настроювання, режим ГВП має пріоритет щодо системи опалення й здійснюється насамперед уночі. Сигнал про потребі в теплі надходить від датчика (3) температури води в бойлері ГВП. Регулятор CD 60 переводить триходовий клапан (5) у положення " АВ - А". Включається розподільний насос (8). Температура подавального теплоносія підвищується до необхідного значення температури води в бойлері ГВП (максимально – близько 45 °С).

Догрівати питну воду можна або електропідігрівачем (наприклад електричним нагрівальним елементом ЕНО), або водогрійним котлом. Якщо температура води в бойлері ГВП, обмірювана датчиком (3), перевищує потрібне значення, встановлене на регуляторі теплового насоса, то регулятор переведе триходовий клапан (5) у положення " АВ - В", і тепловий насос буде працювати в режимі опалення. Циркуляційний насос бойлера (10) вимикається, і двоходовий електромагнітний клапан (7) закривається.

Підігрів питної води водогрійним котлом починається після сигналу, що надійшов від регулятора теплового насоса. Розблокування датчика (4) температури води в бойлері ГВП, підключеного до регулятора опалювального

контур, здійснюється за допомогою допоміжного контактора. Під час блокування котла регулятором теплового насоса в контур датчика температури води в бойлері ГВП включається додатковий резистор (100 Ом/0,25 W). У такий спосіб моделюється підвищення температури води в бойлері ГВП – приблизно на 50 °С.

Збільшене значення температури висвітлюється на індикаторі регулятора Vitotronic („VISSMANN”).

3.3. Бівалентно-альтернативний режим з підлоговим водогрійним котлом

Якщо температура теплоносія у верхній частині буферної ємності, вимірювана датчиком (1), нижче необхідного значення температури, установленого на регуляторі теплового насоса, то включається тепловий насос і розподільної насос (9) (рис. 3.6).

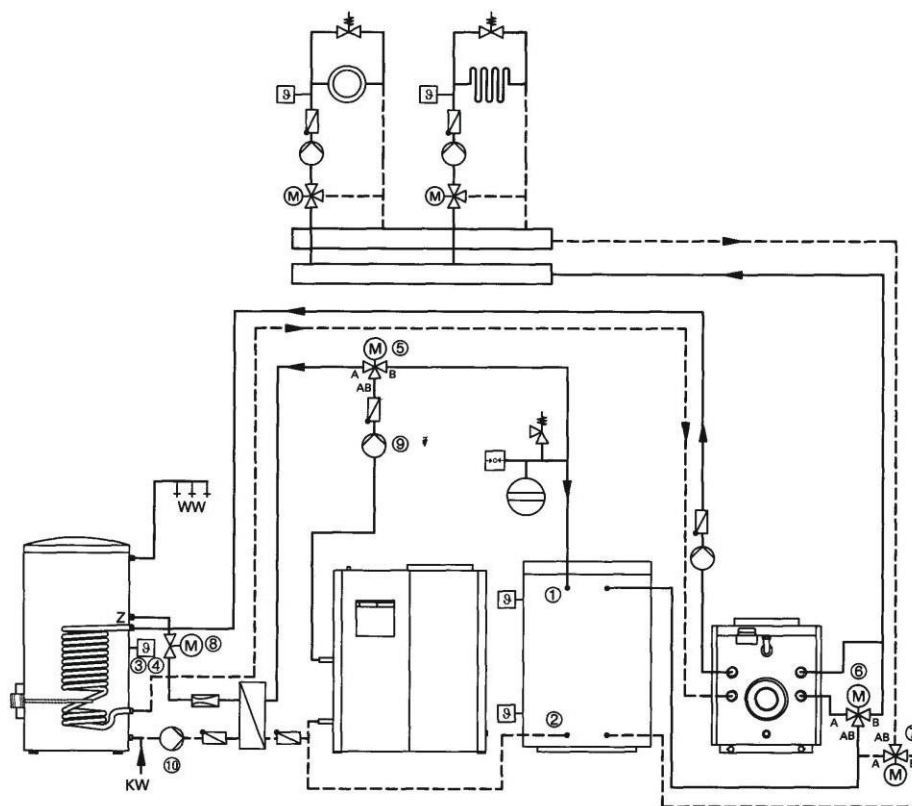


Рис. 3.6. Схема бівалентно-альтернативної системи з водогрійним котлом і тепловим насосом типу Vitocal 300/350 („VISSMANN”) [18]

У першу чергу реалізується функція опалення приміщень за допомогою теплоносія з буферної ємності. Якщо температура зовнішнього повітря опуститься нижче встановленої температури бівалентної точки, то триходові клапани (6) і (7) переводяться за допомогою допоміжного контактора в положення " АВ - А". Одночасно за допомогою допоміжного контактора здійснюється розблокування регулятора котла. Тепловий насос вимикається. Теплота при температурі зовнішнього повітря нижче температури бівалентної точки виробляється тільки водогрійним котлом відповідно до настроювання регулятора котла. Якщо температура зовнішнього повітря (середнє значення за шість вимірів) перевищить установлену температуру бівалентної точки, то включається тепловий насос, і водогрійний котел блокується. Для цього триходові клапани (6) і (7) переводяться в положення " АВ - В".

Підігрів води системи ГВП здійснюється тепловим насосом. Сигнал про потребі в теплі надходить від датчика (3) температури води в бойлері ГВП. Регулятор CD 60 переводить триходовий клапан (5) у положення" АВ - А". Включається розподільний насос (9).

Догрівати питну воду можна або електропідігрівачем , або водогрійним котлом. Якщо температура води в бойлері ГВП, вимірювана датчиком (3), перевищить необхідне значення, установлене на регуляторі теплового насоса, регулятор переведе триходовий клапан (5) у положення" АВ - В" і тепловий насос буде працювати в режимі опалення.

Циркуляційний насос бойлера (10) вимикається, і двоходовий електромагнітний клапан (8) закривається. Підігрів питної води водогрійним котлом починається після сигналу, що надходить від регулятора теплового насоса. За допомогою допоміжного контактора розблокується датчик (4) температури води в бойлері ГВП, підключений до регулятора водогрійного котла. Під час блокування котла регулятором теплової помпи, у контур датчика температури води в бойлері ГВП включається додатковий резистор (100 Ом/0,25 W). Таким чином моделюється збільшення температура води в бойлер ГВП – приблизно на 50 °С.

РОЗДІЛ 4. МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ВЕРТИКАЛЬНОГО ГРУНТОВОГО КОЛЕКТОРА ТЕПЛООВОГО НАСОСУ

У роботі [19] на основі програмного комплексу NeoHeatingPro, який за допомогою генератора кліматичних умов дозволяє легко визначати граничні умови для розрахунку, виконане моделювання роботи вертикального ґрунтового колектора теплового насосу для оптимізації (зменшення) довжини зонда. Отримані результати особливо важливі, враховуючи той факт, що вартість бурових робіт по установці колектора іноді перевищує вартість самого насоса.

Розрахунок в програмі відбувається таким чином. Спочатку ініціалізувалися два масиви: перший з розмірністю елементів, такий, що відповідає сітці для робочої рідини, другий масив вузлів в ґрунті розмірністю, де $n_{гр}$ – максимально можлива кількість рядів сітки в радіальному напрямі. По-перше, чим більше $n_{гр}$, тим більший масив ґрунту буде представлений на розгляд користувачеві програми після завершення розрахунку. По-друге, необхідно, щоб величина $n_{гр}$ гарантувала, що для будь-якої глибини x значення температури на нескінченності не буде досягнуте, інакше розрахунок не можна вважати за правильне. Проблема полягає в тому, що значення $n_{гр}$ значно обмежене об'ємом оперативної пам'яті комп'ютера. Навіть при не дуже малому кроці по осі x , наприклад, 4 мм, і при глибині свердловини 100 м, отримуємо $n_{гр} = 1000$. Узявши такий же крок в радіальному напрямі і поклавши максимальний радіус рівним 4 м, отримаємо $n_{гр} = 1000$. В результаті кількість елементів в масиві, який описує температурне поле ґрунту, рівна 50 мільйонам. При цьому потрібні мінімум 250 Мб вільної оперативної пам'яті тільки для того, щоб запустити розрахунок.

Ще одна проблема пов'язана з тим, що температурні коливання в шарах ґрунту можуть поширитися далі, ніж на узяті нами 4 м. Тому в програмі вузли i -го кроку представлені динамічним масивом (масивом без фіксованого

розміру). Якщо досягши точки з координатами $(i, n_{\text{гр}} - 1)$ розрахована температура ґрунту не зрівняється, то розрахунок продовжиться далі в радіальному напрямі, а динамічний масив буде збільшений. На наступному і 1 кроці, після використання збільшений масив знищується, а для відображення результатів зберігається фіксована $n_{\text{гр}}$ кількість його елементів. Такий підхід дає можливість проводити моделювання навіть на не потужних комп'ютерах.

Таким чином, результатом роботи системи моделювання є величезний масив даних, який вміщує мільйони значень. Для вирішення цього завдання було вирішено скористатися одним з методів наукової візуалізації, відомим під назвою кольорового кодування [29]. Цей метод чимось нагадує позначення глибин і висот в картографії. У системі NeoHeatingPro створюються дві кольорові градієнти (відповідно для рідини і ґрунту), на які накладається температурна шкала з певним діапазоном. Для робочої рідини цей діапазон можна прийняти 0.+10 °С; для ґрунту він залежить від вибраного періоду року, проте для зимових і осінніх місяців можна брати -4...+14 °С. Значення вузлів масиву інтерполюються в межах відповідного температурного діапазону, внаслідок чого вони замінюються кодами кольорів, підібраних з кольорового градієнта. Отриману карту кодів програма зображує у вигляді кольорової діаграми. На рис. 4.1 представлений результат роботи програми для таких початкових даних:

- Регіон розташування – м. Київ, період року – середина січня;
- Глибина колектора – 100 м, радіус трубки – 40 мм;
- Властивості робочої рідини: теплопровідність $\lambda_1 = 0.58$ Вт/(м·К), щільність $\rho_1 = 950$ кг/м³, теплоємність $C_{p1} = 3.15$ кДж/(кг·К) і динамічна в'язкість $\mu = 1,2$ мПа·с;
- Температура на вході в колектор 4 °С (на виході отримано приблизно 6.8 °С);
- Властивості ґрунту ті ж, що були приведені вище.

На базі описаної моделі було отримано декілька цікавих результатів, деякі з них приведені нижче.

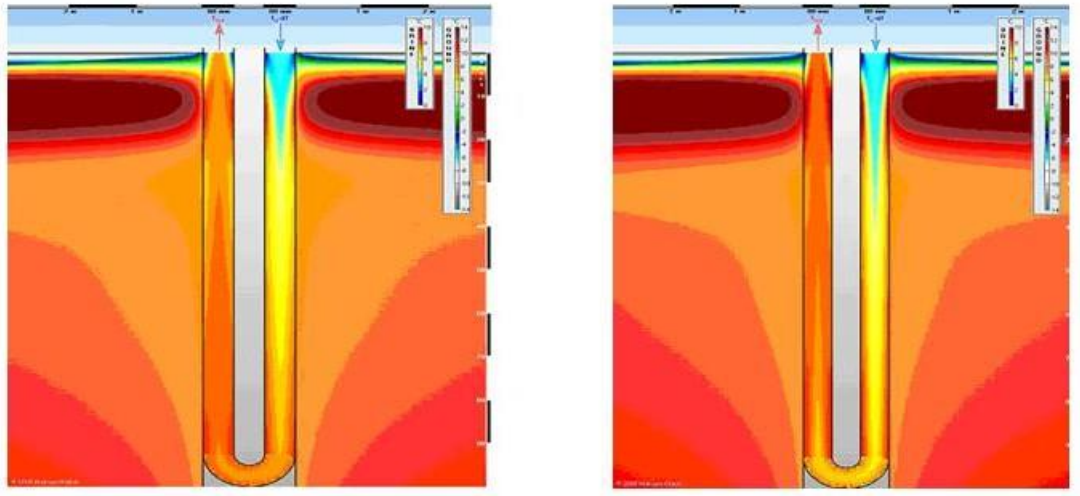


Рис. 4.1. Результат моделювання роботи ґрунтового колектора для м. Києва

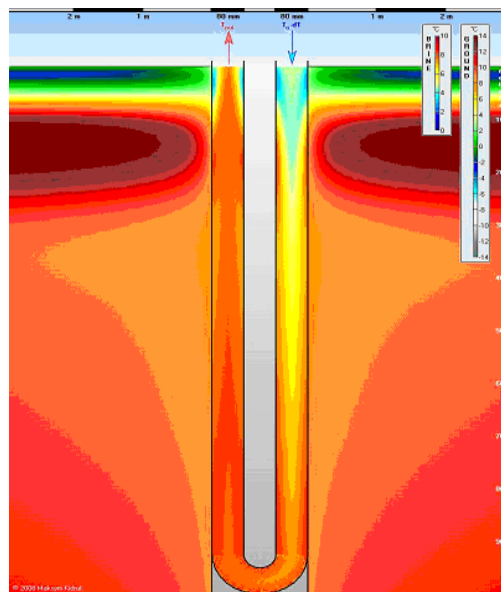


Рис. 4.2. Результат моделювання роботи ґрунтового колектора для м. Києва (місяць – березень)

Основні висновки:

1. Найгірший період для роботи ґрунтового теплообмінника – березень (рис. 4.2), а не січень або лютий. Це пояснюється тим, що нині температура

поверхневого шару (до 10 м) більше охолоджується за зиму, тому робоча рідина перед виходом на поверхню віддає частину тепла, зібраного в земних надрах.

2. Збільшення глибини не завжди призводить до збільшення ефективності роботи колектора. Наприклад, температура на виході з теплообмінника для земель з рисою теплопровідністю для глибин 80 м і 120 м практично не відрізняється. У найнижчі точці колектора для 120-метрової свердловини температура, звичайно, вище, проте при піднятті вона устигає охолотитися практично в ту ж, що і в 80-метровому. Система NeoHeatingPro дозволяє оптимізувати глибину свердловини, що значно зменшує вартість установки теплового насоса.

3. Відчутна залежність значення різниці температур, на яку нагрівається робоча рідина, від зовнішньої температури, тобто від регіону розташування. Моделювання показало, що для Києва за різних умов взимку робоча рідина нагрівається на $^{\circ}\text{C}$, для Стокгольма ця величина менше майже на градус $^{\circ}\text{C}$, тоді як для Ялти може досягати 5°C і вище. Це означає, що, незважаючи на практично однакову температуру на глибині, значний вплив на ефективність роботи ґрунтового теплообмінника має поверхневий шар, де є відчутними сезонні коливання.

4. Збільшення теплопровідності ґрунту покращує теплообмін з колектором, і це очевидно. Проте моделювання дало і деякі несподівані результати по зміні теплопровідності робочої рідини: для глибоких колекторів до зростання початкової температури призводить не збільшення, а зменшення теплопровідності рідини. Це пояснюється тим, що навіть з меншим λ_1 завдяки великій глибині рідина устигає зігрітися практично до температури навколишнього ґрунту. Проте при підйомі вгору низька теплопровідність сприяє тому, що робоча рідина з меншою інтенсивністю "вбирає" холод в поверхневих шарах

РОЗДІЛ 5. РОЗРОБКА ПРИНЦИПОВОЇ ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ БУДІВЛІ ТЕЛЯТНИКА НА 100 ГОЛІВ

Об'єктом проектування магістерської роботи є телятник на 100 голів, який входить до складу молочного підприємства Азорель розташованого в селі Мухівці Немирівського району на Вінничині.

Види теплоспоживання будівлі телятника:

- опалення;
- гаряче водопостачання.

Тепловий розрахунок систем опалення та гарячого водопостачання телятника проведений в розділі 1 магістерської роботи.

Вихідні дані для визначення теплової потужності теплового насосу, вибору обладнання та розробки принципової теплової схеми системи тепlopостачання будівлі телятника:

- опалювальна будівля – телятник на 100 голів;
- тип системи опалення – повітряна, сумісна з вентиляцією;
- теплова потужність опалювально-вентиляційної системи (існуюча) – 36,8 кВт;
- теплова потужність системи ГВП телятника – 10 кВт;
- базовий теплогенератор – тепловий насос типу —розсієвода”;
- джерело низькопотенційної теплоти – земляний зонд;
- режим роботи теплового насосу – моновалентний;
- температурний режим – 60/40 °С;
- приготування гарячої води для напування тварин – в ємнісному бойлері з додатковим піковим електронагрівачем.

5.1. Енергозберігаючі заходи по модернізації системи ОВС

та будівлі телятника:

Однією з основних задач при визначенні теплової потужності теплового насосу є раціональне зниження рівня теплових втрат будівлі телятника за рахунок впровадження відповідних енергозберігаючих заходів.

Аналіз результатів розрахунків теплової потужності опалювально-вентиляційного устаткування будівлі телятника (розділ 1 магістерської роботи) показав, що найбільш тепловтратними в процесі опалення є:

- система опалення для підігріву вентиляційного повітря – $Q_v = 41,9$ кВт;
- теплові втрати через огорожувальні конструкції – $Q_{ог.кон} = 24,2$ кВт.

В рамках проектування системи опалення телятника прийнято такі заходи:

- встановлення рекуперативного теплообмінника-утилізатора теплоти повітря, що видаляється з будівлі телятника;
- збільшення термічного опору зовнішніх стін будівлі за рахунок їх утеплення.

В якості базового вентиляційно-опалювального устаткування для створення необхідних параметрів мікроклімату всередині будівлі телятника вибрані повітрооброблювальні агрегати типу AirVents (фірма-виробник «VENTS», Швеція) [20].

Конструктивна схема припливно-витяжного агрегату з пластинчатим рекуператором показана на рис. 5.1; розміри типоряду модулів повітрооброблювальних агрегатів AirVents в таблиці 5.1.

Для умов проектування обираємо модульну установку з вентилятором типу AV04. Вентилятор має ККД до 75 % і надзвичайно низький рівень шуму на низьких частотах. Конструкція безкорпусного вентилятора забезпечує низьку і рівномірно розподілену швидкість повітряного потоку в нагнітальному отворі

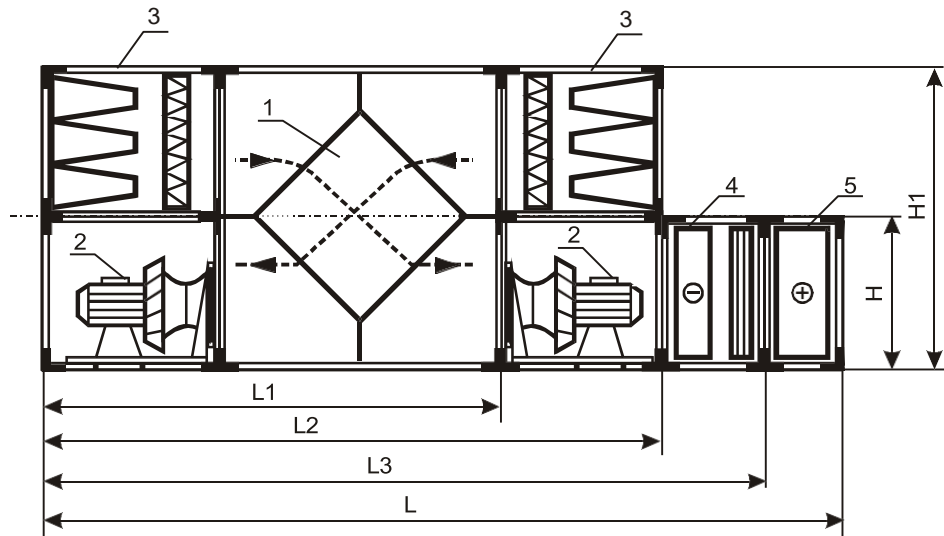


Рис. 5.1. Конструктивна схема припливно-витяжного агрегату з пластинчастим рекуператором:

1 – повітряно-повітряний рекуперативний пластинчастий утилізаційний теплообмінник; 2 – відцентровий вентилятор; 3 – повітряний фільтр; 4 – водяний теплообмінник (охолоджувач); 5 – водяний теплообмінник (нагрівач)

Таблиця 512

Розміри типоряду модулів повітрооброблювальних агрегатів AirVents

Тип	L1, м	L2, м	L3, м	L, м	H, м	H1, м	W (ширина), м	AxB (вхід), м	Маса, кг
AV 04	2,05	2,85	3,2	3,71	0,73	1,33	0,87	0,7 x 0,4	506_526
AV 06	2,30	3,20	3,59	4,1	0,81	1,48	0,98	0,8 x 0,5	619_659
AV 09	2,73	3,86	4,35	4,78	0,97	1,86	1,3	1 x 0,5	668_720
AV 15	3,28	4,41	4,8	5,29	1,16	2,24	1,43	1,2 x 0,9	826_878
AV 20	3,28	4,41	4,8	5,29	1,26	2,44	1,63	1,4 x 1	1030_1130
AV 27	3,28	4,41	4,8	5,43	1,34	2,61	2,27	2 x 1	1426_1596
AV 35	3,81	4,94	5,33	5,96	1,42	2,77	2,27	2,1 x 2	1679_1839

Для зниження затрат на підігрів припливного повітря застосовується пластинчастий рекуператор. Ефективність теплоутилізатора досягає 85%. Це дозволяє значно понизити експлуатаційні витрати на обігрів приміщення.

Встановлення рекуперативного хрестоподібного, пластинчастого теплообмінника типу PWT 600/700-1620-7,0-BY 127PWT 600/700-1620-7,0-BY 127 при умові 30% ступеня утилізації дозволяє знизити рівень теплоти на нагрівання вентиляційного повітря на 19,2 кВт.

При проведенні в розділі 1 магістерської роботи розрахунків теплових втрат існуючої будівля телятника визначили, що теплозахисний стан існуючих зовнішніх конструкцій (найбільш відповідальних в балансі теплових втрат споруди) незадовільний і не відповідають діючим нормам з енергозаощадження. Великі втрати зумовлюють завищену потужність при розрахунку теплової потужності теплової помпи, а також додаткові енергозатрати що зумовлює додаткові фінансові затрати.

Для покращення умов теплоізоляції зовнішньої огорожувальної конструкції (стелі) телятника найбільш підходить спосіб утеплення з нанесенням теплозахисного покриття на стелі.

В якості утеплювача можна запропонувати плити з пінобетону товщиною 50 мм.

Розрахуємо термічний опір огорожувальної конструкції (стелі) після реконструкції R_o^{ym} , (м²·К)/Вт, за формулою

$$R_o^{ym} = R_o^{ich} + \frac{\delta_{ц}}{\lambda_{ц}} + \frac{\delta_{ПН}}{\lambda_{ПН}} + \frac{\delta_{шт}}{\lambda_{шт}}, \quad (5.1)$$

де R_o^{ich} , (м²·К)/Вт – термічний опір існуючої огорожувальної конструкції; $\delta_{ц}$, $\delta_{ПН}$, $\delta_{шт}$, м – товщина прошарків цементного розчину, плити з пінобетону та штукатурки, відповідно; $\lambda_{ц}$, $\lambda_{ПН}$, $\lambda_{шт}$, Вт/(м·К) – теплопровідність прошарків цементного розчину, плити з пінобетону та штукатурки, відповідно.

Після розрахунку за вихідними даними маємо $R_o^{ym} \approx 4,66$ (м²·К)/Вт, тобто, зазначені заходи дозволяють підвищити термічний опір огорожувальних конструкцій будівлі майже вдвічі.

За вищевикладено методикою проводимо перерахунок теплових втрат:

Таблиця 5.2

Перерахунок теплових втрати будівлі через огорожувальні конструкції

№	Позначення конструкції	R_o , (м ² ·К)/Вт	n	N	$Q_{\text{дод.}} \%$		$Q_{\text{ог.кон.}}$, кВт
					вітер	напряв	
1	ЗС	1,41	1,0	1	5	0	3,008
2	ЗС	1,41	1,0	1	5	10	3,294
3	СТ	4,66	0,9	1	–	–	5,499
4	Двері (Д)	0,5	1,0	2	0	0	1,265
5	ВП	0,345	1,0	12	5	5	2,269
6	ПЛ:						
	– I зона	2,580	1,0	1	–	–	3,861
	– II зона	4,730					
– III зона	9,030						
ВСЬОГО:							19,196

Таким чином, утеплення стелі дозволяє знизити рівень теплових втрат будівлі на 7 кВт;

Величина теплових втрат будівлі після реалізації енергоефективних заходів складає

$$Q_{\text{т.втр.}} = 33,9 - 19,2 - 7 = 7,7 \text{ кВт.}$$

Необхвдна потужність теплового насоса (з урахуванням потреби в напуванні тварин) дорівнює

$$Q_{\text{мод.}}^{\Sigma} = 7,7 + 1,9 = 9,6 \text{ кВт.}$$

5.2. Вибір теплового насоса

Для теплопостачання телятника обираємо тепловий насос Vaillant flexoTHERM (грунт–вода) [28].

1. Загальний опис

Vaillant flexoTHERM — це високоефективний геотермальний тепловий насос типу «грунт–вода», який використовує тепло ґрунту через горизонтальний або вертикальний ґрунтовий колектор. Насос призначений для опалення, гарячого водопостачання та може працювати в режимі пасивного охолодження за рахунок низької температури ґрунту.

Система побудована на EVI Scroll-компресорі та високоефективному теплообміннику, що забезпечує високий коефіцієнт перетворення. Насос має компактний корпус, порівняно низьку шумність і підтримує каскадну роботу у великих об'єктах.

2. Функціональні можливості геотермальної версії

Основні можливості:

- Використання тепла ґрунту через:
 - вертикальні свердловини (геозонди);
 - горизонтальні ґрунтові колектори.
- Високий сезонний коефіцієнт COP та SCOP завдяки стабільній температурі ґрунту.
- Опалення будівель низькотемпературними системами: тепла підлога, фанкойли, радіатори 45–55 °С.
- Автоматичний режим управління, вбудована погодозалежна автоматика.
- Пасивне охолодження — через ґрунтовий контур (охолодження будівлі без роботи компресора).
- Гаряче водопостачання (із підключенням бойлера непрямого нагріву).
- Можливість каскадного підключення для об'єктів великої площі (промислові, аграрні ферми).
- Підтримка дистанційного управління (multiMATIC).

3. Компоненти основного устаткування для системи «грунт–вода»

Основний блок теплового насоса flexoTHERM:

- компресор EVI Scroll (R410A);
- випарник та конденсатор;
- циркуляційний насос вторинного контуру (опалення);
- розширювальний бак;
- автоматика Vaillant;
- сенсорний контролер.

Компоненти "грунт–вода" (джерело ґрунт):

1. Геотермальний контур (зовнішній контур):

- вертикальні свердловини 60–100 м або горизонтальні петлі 1,2–1,5 м глибини;
- трубопровід PE100 SDR11;
- теплоносій (розсіл: вода + етиленгліколь/пропіленгліколь).

2. Насос вторинного контуру (брейн-насос):

- циркуляційний насос для циркуляції розсолу через геоконтури;
- з'єднувальний гідравлічний модуль brine.

3. Гідравлічний внутрішній модуль:

- циркуляційний насос опалення;
- фільтр, повітровідводчик;
- пакерні крани.

4. Контролер multiMATIC / sensoCOMFORT:

- погодозалежне керування;
- налаштування режимів;
- моніторинг геотермального контуру.

5. Опціонально:

- модуль пасивного охолодження Vaillant
- теплообмінник для ГВП;
- буферна ємність 100–300 л;
- бойлер ГВП 150–300 л.

Таблиця 5.3

Технічні характеристики flexoTHERM (джерело ґрунт, режим В0/В35)

Параметр	5 кВт	8 кВт	11 кВт	15 кВт
Потужність при В0/В35	5,3 кВт	8,1 кВт	11,2 кВт	15,6 кВт
СОР при В0/В35	4,7	5,0	5,1	5,0
Холодоагент	R410A	R410A	R410A	R410A
Макс. температура подачі	65 °С	65 °С	65 °С	65 °С
Робочий діапазон джерела	від -10 °С до +25 °С однаково однаково однаково			
Електроживлення	230/1/50	230/1/50	400/3/50	400/3/50
Габарити В×Ш×Г	1183×595×600 мм	такі самі	такі самі	такі самі
Рівень шуму	43 дБ	45 дБ	48 дБ	50 дБ
Об'єм хладагента	1,5 кг	2,4 кг	2,5 кг	2,7 кг
Маса	151 кг	166 кг	178 кг	192 кг

Джерелом низькопотенційної теплоти в проєкті вибраний земляний зонд з двох подвійних U-образних петель з полімерного трубопроводу в одній свердловині. Всі проміжки між трубами і ґрунтом заповнюються матеріалом з хорошою теплопровідністю (бетону) (рис. .5.2).

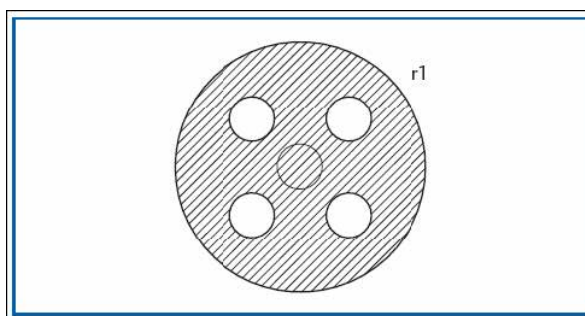


Рис. 5.2. Поперечний переріз подвійних U-образних зонду з полімерного трубопроводу в одній свердловині для заповнення свердловини цементно-бетонітною сумішшю

Охолоджений теплоносій з домішкою антифризу (розсіл) перетікає до нижньої точці і потім назад до випарника теплового насоса.

При цьому він поглинає тепло. Досвід показує, що питомий тепловий потік значною мірою не стабільний і становить від 20 до 100 Вт/м довжини зонда.

Якщо виходити з середнього значення 50 Вт/м, то це означає, що, наприклад, для холодопродуктивності 6,5 кВт потрібно зонд довжиною 130 м або два зонда по 65 м.

Відстань між двома земляними зондами має становити:

- при глибині до 50 м мінімум 5 м;
- при глибині до 100 м мінімум 6 м.

Можливий питомий відбір потужності для земляних зондів (подвійних U-подібних трубчастих зондів) при середньому відборі потужності q складає $E = 50$ Вт/м зонда при 2000 годинах роботи.

Згідно рекомендацій фірми-виробника [20], для об'єкта проектування вибираємо земляний зонд з параметрами:

- довжина зонда – 90 м;
- кількість зондів – 4 (чотири);
- тип труби зонду – металопластикова PE 32 x 2,9;
- об'ємні витрати первинного теплоносія – 5400 л/год.;
- кількість розподільвачів для розсолу – 2 (два).

До регулятора теплового насосу підключаються зовнішні та внутрішні температурні датчики.

Дані про температури, які вимірюються датчиками, служать для регулювання опалювальної установки і для спостереження за роботою теплонасоса. Якщо температури опиняються в неприпустимому діапазоні, теплонасос вимикається. На дисплеї з'являється повідомлення про функціональну помилку. Як тільки температури знову повертаються в допустимий діапазон, тепловий насос автоматично включається.

5.3. Строк окупності впровадження теплового насосу

Строк окупності впровадження теплового насосу для опалення будівлі телятника розраховуємо згідно методики, яка викладена в [20, 28].

Строк окупності додаткових капітальних витрат визначається, як правило, у результаті техніко-економічного розрахунку, що виконується на основі проектних пророблень об'єкта, на якому передбачається використання теплового насоса.

Економія експлуатаційних витрат на енергоносії E , грн./рік, при застосуванні теплового насоса може бути обчислена по формулі

$$E = q \cdot \left(\frac{T_T}{\eta} - \frac{T_E}{\varepsilon} \right), \quad (5.2)$$

де q – кількість кВт·год. теплової енергії, яка необхідна для опалення будинку протягом одного опалювального періоду; T_E – тариф на електричну енергію; T_T – тариф на один із традиційних енергоносіїв; ε – коефіцієнт перетворення теплового насоса; η – коефіцієнт корисної дії традиційного генератора тепла

Величину q можна визначити за формулою:

$$q = \frac{10^{-3} \cdot 24 \cdot N \cdot S}{t_b - t_3}, \quad (5.3)$$

де N – теплова потужність, Вт, опалювальної системи; S – число градусо-днів опалювального періоду; $t_b - t_3$ – розрахункова різниця температур внутрішнього й зовнішнього повітря.

Частина рівняння (5.2), а саме $\frac{10^{-3} \cdot 24 \cdot S}{t_6 - t_3}$ характеризує клімат району, і для більшої частини України ця величина близька до 2. Для нашого самого загального аналізу припустимо не уточнювати це значення, і тоді чисельно

$$q = 2 \cdot N. \quad (5.4)$$

Одноразові капітальні витрати K , грн., на придбання й установку теплового насоса можуть бути попередньо оцінені по формулі:

$$K = 0,9 \cdot V \cdot N, \quad (5.5)$$

де V – валютний курс, грн./USD; N – теплова потужність, Вт, опалювальної системи.

Простий строк окупності C , років, може бути визначений за формулою:

$$C = \frac{K}{E} = \frac{0,9 \cdot V \cdot N}{q \cdot \left(\frac{T_T}{\eta} - \frac{T_E}{\varepsilon} \right)}. \quad (5.6)$$

При діючих тарифах на енергоносії в Україні на 2025 рік, а саме: $T_T = 2,46$ грн./кВт год.; $T_E = 4,38$ грн./кВт·год. та валютному курсі $V = 41$ грн./USD строк окупності впровадження теплової помпи для будівлі, що проектується:

$$C = \frac{K}{E} = \frac{0,9 \cdot 41 \cdot 8000}{30 \cdot \left(\frac{2,46}{0,85} - \frac{4,38}{4} \right)} = 8 \text{ років}$$

ВИСНОВКИ

Об'єктом проектування магістерської роботи є телятник на 100 голів, який входить до складу підприємства "Азорель", розташованого в селі Мухівці Немирівського району Вінницької області.

Фермерське господарство має власну повністю автоматизовану газову котельню. Котельня працює в енергоощадному режимі опалювального графіка температур мережної води, який орієнтований на технологічного споживача. Базовий котельний агрегат – сталевий жаротрубний водогрійний котел типу КОЛВІ – 170 (виробник – підприємство „КОЛВІ = Енергомаш” (Україна, м. Чернігів) максимальної теплопродуктивності 0,198 МВт

Потрібні параметри повітря всередині робочого приміщення об'єкту проектування –телятника на 100 голів – витримуються за рахунок примусової припливно-витяжної вентиляції, яка в холодний та перехідний періоди сумісна з повітряним опаленням.

В роботі проведений розрахунок теплового балансу приміщення телятника на 100 голів для холодного та перехідного періодів року.

З рівняння теплового балансу телятника в холодний період року при розрахункових параметрах внутрішнього та зовнішнього повітря визначена максимальна теплова потужність системи повітряного опалення, сумісної з системою вентиляції $Q_{ОВС} = 33,9$ кВт.

В розділі 2 магістерської роботи проаналізовані основні особливості впровадження теплових насосів у промислових та комунально-побутових об'єктах. Надана класифікація теплових pomp; проаналізовані принцип дії парокомпресорних теплових насосів та їх основні елементи і конструкції: компресор, теплообмінник, приводний двигун.

Аналізуються особливості схемних рішень ТНУ при теплогенерації з навколишнього повітря (зовнішнього); при використанні земляних колекторів та води як джерело теплоти.

В розділі 3 магістерської роботи визначені основні техніко-економічні показники теплонасосних установок та аналізуються термодинамічні аспекти парокомпресійного теплонасосного циклу.

У 4 розділі магістерської роботи описано моделювання процесів теплообміну в ґрунті при використанні вертикального ґрунтового теплообмінника як джерела низькопотенційного тепла для теплового насоса.. Аналізуються результати моделювання роботи вертикального ґрунтового колектора теплового насосу для оптимізації (зменшення) довжини колектора.

У 5 розділі магістерської роботи надані результати розробки принципової теплової схеми системи тепlopостачання будівлі телятника на 100 голів.

Завдяки збільшенню термічного опору зовнішніх стін будівлі за рахунок їх утеплення, заходів загальна теплова потужність системи тепlopостачання будівлі телятника з урахуванням потреби в напуванні тварин зменшилась по зрівнянню з існуючою будівлею телятника більше ніж в два рази і складає величину $Q_{\text{мод.}}^{\Sigma} = 9,6$ кВт.

Для покриття даного теплового навантаження об'єкту проектування вибрано тепловий насос типу «flexoTherm», фірма-виробник – Vaillant (Німеччина) теплової потужності 8 кВт, який буде покривати більше 80 % теплового навантаження об'єкта проектування. Тепловий насос рацює з водогрійним котлом за бівалентно-альтернативною схемою.

Для об'єкта проектування вибраний земляний зонд з параметрами: довжина зонда – 90 м; кількість зондів – 4 (чотири); тип труби зонду – металопластикова PE 32 x 2,9; об'ємні витрати первинного теплоносія – 5400 л/год.; кількість розподілювачів для розсолу – 2 (два).

При діючих тарифах на енергоносії в Україні строк окупності впровадження теплової помпи для будівлі, що проектується, складає 8 років.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Прогноз розвитку теплонасосних технологій
<https://ecoaction.org.ua/maibutnie-teplovykh-nasosiv.html>
2. Котел опалювальний водогрійний „КОЛВИ 150-350”. Керівництво з експлуатації. – К.: „КОЛВИ”, 2004. – 32 с.
3. Закон України «Про енергетичну ефективність»
4. ДБН В.2.6-31:2021 «Теплова ізоляція та енергоефективність будівель»
5. ДСТУ НБ В.1.1-27:2010 Будівельна кліматологія
6. ДСТУ 9190:2022 «Енергетична ефективність будівель»
7. ДБН В.2.2-1:2024 "Будівлі і споруди для тваринництва. Основні положення"
8. ДБН В.2.5-67 «Опалення вентиляція та кондиціонування
9. Ришард Титко. Відновлювані джерела енергії (Досвід Польщі для України). //Ришард Титко, Володимир Калініченко. - Варшава, 2010. - 533 с.
10. Корчемний М. та інші. Енергозбереження в агропромисловому комплексі. – Тернопіль: 2001. -984 с/
11. В. С. Самохвалов. Вторинні енергетичні ресурси та енергозбереження. Навч. посібник. – К.: Вид-во "Центр учбової літератури". – 2008. – 178с.
12. Галай А. Помпи тепла. Історія. Реальність. Практика і помилки / А. Галай // Ринок інсталяційний. – 1998. – №11. – С. 25.
13. Єнін П.М., Швачко Н.А. Теплопостачання (частина I «Теплові мережі та споруди»). Навчальний посібник. – К.: Кондор, 2007. – 244 с.
14. Теплотехніка: підручник. / Драганов Б.Х., Бессараб О.С., Долінський А.А., Лазоренко В.О., Міщенко А.В., Шеліманова О.В., / 2 – ге вид., перероб і доп. – Київ «Фірма Інкос», 2005р. – 400 с.
15. Горобець В.Г. Теплотехніка та використання теплоти в сільському господарстві. – Київ. –ЦП «Компринт». 2015. – 389 с.

16. Теплові насоси в системах теплохолодопостачання: монографія ЮФ Снежкін, ДМ Чалаєв, ВС Шаврін, НО Дабіжа - НАН України АА Долінського, 2008
17. Тепловий насос: історія, функціонал, переваги:
<https://termal.ua/ua/teplovyj-nasos-istoriia-funktsional-perevahy/>
18. Viessmann Vitocal 300/350 Технический паспорт. Тепловые насосы: в рассольно-водяной модификации мощностью 4,8-32,6 кВт, в водородяной модификации мощностью 6,3-43 кВт.
19. Кідрук М.І. Моделювання та оптимізація систем теплопостачання будівель з використанням відновних джерел енергії. Частина 1: Моделювання теплового режиму будинку. □ Журнал «Нова тема», №4/2007. □ с. 13–16.
20. Повітрооброблювальні агрегати «AIRVENTS». Каталог 2010/2. – Київ, 2010.
21. Тепловий насос: історія, функціонал, переваги:
<https://termal.ua/ua/teplovyj-nasos-istoriia-funktsional-perevahy/>
22. Геотермальний тепловий насос: будова, принцип роботи, переваги та недоліки <https://teplosfera.com/blog/teplovi-nasosi/geotermalnyj-teplovyj-nasos-budova-pryntsyp-roboty-perevahy-ta-nedoliky>
23. Як обрати тепловий насос <https://teplosfera.com/blog/teplovi-nasosi/yak-obraty-teplovyj-nasos>
24. Парокомпресійні теплонасосні установки в системах теплопостачання: монографія / С. Й. Ткаченко, О. П. Остапенко. – Вінниця: ВНТУ, 2009. – 176 с.
25. Б.Х. Драганов, В.В. Іщенко, О.В. Шеліманова. Експлуатація теплоенергетичних установок і систем. К.: Аграрна освіта. 2017. – 230 с.
26. Методичні вказівки до лабораторно-практичних робіт з дисципліни «Енергоощадність та альтернативні джерела енергії» для студентів денної форми навчання освітнього ступеня «Бакалавр» / Уклад. Є.О. Антипов, О.В. Шеліманова. – Київ: РВВ НУБіП України, 2018. – 84 с.

27. Особливості проектування систем опалення з тепловими насосами.
<https://akvilonpro.ua/ua/ingenierie-proektu/teplovie-nasosi/osobennosti-proektirovaniya-otopleniya.html>
28. Тепловий насос Vaillant geoTHERM
<https://kotlovoy.com.ua/ua/p546703890-teplovoj-nasos-vaillant.html>
29. Шеліманова О.В., Гончар М.В. Використання теплових pomp при облаштуванні будівель з майже нульовим споживанням енергії Тези доповіді 78-ї науково-практичної конференції студентів «Енергозабезпечення, електротехнології, електротехніка та інтелектуальні управляючі системи в АПК» 24 квітня 2025 р.
https://docs.google.com/document/d/147GHiiqkEc8_Y3UxVwGduWnRDABWcWUi/edit