

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Факультет інженерних систем та екології
Випускова кафедра: теплотехніки
Ступінь вищої освіти: магістр
Спеціальність: теплоенергетика
Освітня програма: енергетичний менеджмент, енергоефективні муніципальні та промислові теплові технології

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри теплотехніки
Михайло КИРИЧЕНКО
„___” _____ 2024 року

**З А В Д А Н Н Я
ДО ВИКОНАННЯ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
ЗДОБУВАЧА СТУПЕНЯ ВИЩОЇ ОСВІТИ МАГІСТР**

(бакалавр, магістр)

Ткаченко Ярослав Миколайович

(прізвище, ім'я та по батькові здобувача)

1. Тема роботи Теплоенергетичні системи підтримання мікроклімату споруди спортивного призначення у Переяслівській громаді Київської області
затверджена наказом ректора КНУБА №___ від «_» ___ 20__ року
2. Керівник роботи Кириченко Михайло Анатолійович, доцент,
канд. техн. наук
(прізвище, ім'я та по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
3. Термін подання здобувачем роботи до захисту _____
4. Зміст пояснювальної записки за розділами:
 - Р. 1. Вихідні дані та загальна характеристика об'єкту
 - Р. 2. Теплотехнічний розрахунок приміщень
 - Р. 3. Опалення
 - Р. 4. Вентиляція
 - Р. 5. Кондиціонування
 - Р. 6. Автоматизація
 - Р. 7. Джерело теплоти/холоду
 - Р. 8. Аналіз, прогнозування та особливості роботи запроєктованого геотермального насосу

Список використаної літератури

5. Графічний матеріал за розділами

Р. 1. Арк. 2-5. Архітектурні креслення

Р. 2. Арк. 2, 3. Опалення цокольного і першого поверхів. Тепло-, холодопостачання фанкойлів та ПВУ

Р. 3. Арк. 2, 3, 6. Опалення цокольного і першого поверхів. Тепло-, холодопостачання фанкойлів та ПВУ. Аксонометричні схеми опалення, тепло-, холодопостачання фанкойлів та ПВУ

Р. 4. Арк.4, 5, 7. Вентиляція і кондиціонування цокольного і першого поверхів. Вентиляція і кондиціонування першого поверху на рівні покрівлі. Аксонометричні схеми систем вентиляції та кондиціонування. Розріз 1-1, Розріз 2-2, Розріз 3-3

Р. 5. Арк.4, 5, 7. Вентиляція і кондиціонування цокольного і першого поверхів. Вентиляція і кондиціонування першого поверху на рівні покрівлі. Аксонометричні схеми систем вентиляції та кондиціонування. Розріз 1-1, Розріз 2-2, Розріз 3-3

Р. 6. Арк. 8, 9. Автоматизація роботи теплої підлоги, внутрішньопідлогових конвекторів та фанкойлів. Автоматизація роботи припливно-витяжних установок

Р. 7. Арк. 1. Функціональна схема тепло-, холодопостачання

Р. 8. Арк. 10. Наукова частина

6. Консультанти розділів кваліфікаційної випускної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Перевірів	
		дата	підпис
Розділ 1.			
Розділ 2.			
Розділ 3.			
Розділ 4.			
Розділ 5.			
Розділ 6.			
Розділ 7.			
Розділ 8.			

7. Календарний план виконання роботи:

Види робіт та їх зміст	Дата виконання
Розділ 1. Вихідні дані та загальна характеристика об'єкту	
Розділ 2. Теплотехнічний розрахунок приміщень	
Розділ 3. Опалення	
Розділ 4. Вентиляція	
Розділ 5. Кондиціонування	
Розділ 6. Автоматизація	
Розділ 7. Джерело теплоти/холоду	

Розділ 8. Аналіз, прогнозування та особливості роботи запроєктованого геотермального насосу	
Остаточне оформлення роботи	
Направлення роботи для перевірки на плагіат	
Попередній захист роботи на випусковій кафедрі	
Направлення роботи на рецензування	

8. Дата видачі завдання _____

Керівник

Кириченко М. А.

_____ (підпис)

_____ (прізвище та ініціали)

Здобувач

Ткаченко Я. М.

_____ (підпис)

_____ (прізвище та ініціали)

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

Факультет інженерних систем та екології

(факультет)

Теплотехніки

(назва випускової кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ЗДОБУВАЧА СТУПЕНЯ ВИЩОЇ ОСВІТИ МАГІСТР

(бакалавр, магістр)

на тему:

Теплоенергетичні системи підтримання мікроклімату споруди спортивного
призначення у Переяслівській громаді Київської області

Ткаченко Ярослав Миколайович

(прізвище, ім'я та по батькові здобувача повністю)

Київ 2024 р.

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

Факультет інженерних систем та екології

(факультет)

Теплотехніки

(назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Олександр ПРИЙМАК

„___” _____ 2024 року

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ЗДОБУВАЧА СТУПЕНЯ ВИЩОЇ ОСВІТИ МАГІСТР

(бакалавр, магістр)

Теплоенергетичні системи підтримання мікроклімату споруди спортивного
призначення у Переяслівській громаді Київської області

(назва)

Я як здобувач вищої освіти КНУБА розумію і підтримую політику закладу з академічної доброчесності. Я не надавав(-ла) і не одержував(-ла) незгоду чи допомогу під час підготовки цієї роботи. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

Здобувач Ткаченко Ярослав Миколайович
(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

Теплоенергетика
(спеціальність)
Енергетичний менеджмент, енергоефективні муніципальні та промислові теплові технології
(освітня програма)
Група ТЕМ-22

Керівник Кириченко М. А.
(прізвище та ініціали)

(вчене звання, науковий ступінь)

Рецензент _____
(прізвище та ініціали)

Ідентичність підтверджую

Київ 2024 р.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1. ВИХІДНІ ДАНІ ТА ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ.....	11
2. ТЕПЛОТЕХНІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИМІЩЕНЬ.....	14
2.2. ПІДБІР ОГОРОДЖУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ.....	15
2.3 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВТРАТ БУДІВЛІ.....	17
2.4 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОАДХОДЖЕНЬ У ПРИМІЩЕННЯ.....	20
3. ОПАЛЕННЯ.....	28
3.1 ВОДЯНЕ ОПАЛЕННЯ ТИПУ ТЕПЛА ПІДЛОГА.....	29
3.2 ОПАЛЕННЯ КОНВЕКТОРАМИ.....	31
3.2.1 ВНУТРІШНЬОПІДЛОГОВІ КОНВЕКТОРИ.....	31
3.2.2 НАСТІННІ КОНВЕКТОРИ.....	34
3.3 ПОВІТРЯНА ЗАВІСА.....	37
4. ВЕНТИЛЯЦІЯ.....	41
4.1. РОЗРОБКА СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ ДЛЯ ДАНОЇ БУДІВЛІ.....	42
4.2 ВИЗНАЧЕННЯ НЕОБХІДНОГО ПОВІТРООБМІНУ ПРИМІЩЕНЬ.....	44
4.3 АЕРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМ.....	50
4.4 ПІДБІР ПРИПЛИВНО-ВИТЯЖНИХ УСТАНОВОК.....	51
5. КОНДИЦІОНУВАННЯ.....	59
6. АВТОМАТИЗАЦІЯ.....	63
6.1 АВТОМАТИЗАЦІЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ. ПРИЗНАЧЕННЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЗАЦІЇ.....	64
6.2 РОЗРОБКА ЩИТА КЕРУВАННЯ ПВ1.....	67
7. ДЖЕРЕЛО ТЕПЛОТИ/ХОЛОДУ.....	70
7.2 ГРУНТОВІ ТЕПЛОВІ НАСОСИ.....	73
7.3 ЧИЛЛЕР.....	79
7.4 ПРИНЦИПОВІ СХЕМИ ТЕПЛО/ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ.....	81
8. АНАЛІЗ, ПРОГНОЗУВАННЯ ТА ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ ЗАПРОЄКТОВАНОГО ГЕОТЕРМАЛЬНОГО НАСОСУ.....	82
8.1 АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГРУНТОВИХ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ.....	83
8.2 ПЕРЕНОС ВОЛОГИ ТА ТЕПЛА В НЕНАСИЧЕНИХ ГРУНТАХ.....	85
8.3 РОЗПОДІЛ СПОЖИВАННЯ ТЕПЛОВОЇ ТА ХОЛОДИЛЬНОЇ ЕНЕРГІЇ ПРОТЯГОМ РОКУ....	86
8.4 ВПЛИВ ГРУНТОВОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСУ НА ГРУНТ.....	92
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	95

					Пояснювальна записка	Арк.
						6
		№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

					Пояснювальна записка	Арк.
						7
		№ докум.	Підпис	Дата		

В сучасному світі, враховуючи передові технології процесів виробництва, використання штучних матеріалів для оздоблення будівель, конструювання меблів тощо, контроль мікроклімату в приміщеннях, якість повітря, кількість шкідливих летючих речовин в останньому, грають велику роль в здоров'ї та самопочутті людини, яка працює або відпочиває в тому чи іншому внутрішньому середовищі. Тому з часом міняються підходи, норми, конструктивні особливості проектування систем вентиляції та кондиціонування, які безпосередньо впливають на якість життя людини, її продуктивність в роботі, на здорові покоління в майбутньому.

Сьогодні ми не замислюємося над тим, як поступає свіже очищене повітря в великі торговельні точки, офіси та житлові будинки. Але останнім часом відслідковуємо тенденції економії енергоресурсів не тільки на підприємствах, в установах та організаціях, але й в школах, дитячих садочках та житлових будівлях. Все частіше в проектуванні вентиляційних систем використовуються тепло/холодоутилізатори різних модифікацій, використовується нове обладнання для повітряного та водяного опалення, яке сконструйоване на основі останніх наукових розробок в нашій галузі. Все більше підприємств співпрацює з науковими співробітниками ЗВО, проектних компаній та використовує їх розробки на своїх підприємствах.

Тенденція збільшення цін на енергоносії у світі, зниження запасів корисних копалин, парниковий ефект, ведуть до того, що майже кожна людина в сучасному світі замислюється над економією енергоресурсів та зниженням викидів шкідливих речовин в атмосферу. В зв'язку з цим стають більш жорсткішими вимоги до інженерних систем та їх проектування. Все більше в проектах використовується обладнання, яке включає в себе рекуператори, реверсивні теплообмінники, автоматичні клапани та засувки, всілякі датчики контролю та підтримання певних параметрів роботи обладнання та мікроклімату в приміщеннях різного призначення. Використовуються альтернативні види енергії, такі як сонячна енергія, вітрова енергія, енергія землі, енергія річок та озер тощо.

Правильний підхід до використання певних видів обладнання та енергії в кожному окремому випадку, з урахуванням місцевості та її можливостей, дозволяє знизити негативний вплив на якість життя людини та наступних поколінь, зменшити кількість викидів парникових газів (збереження озонового слою), зменшити негативний вплив безпосередньо на будівлі та будівельні конструкції, їх обслуговування та довговічність.

					Пояснювальна записка	Арк.
						8
		№ докум.	Підпис	Дата		

Не останню роль в якості життя людини та кількості років експлуатації будівель грають шуми та вібрації від певних видів обладнання – тому правильний вибір обладнання, його шумові характеристики є одним із суттєвих чинників впливу на наше життя в цілому.

Враховуючи сьогодишню політичну ситуацію в Україні, людство прийшло до висновку, що джерела енергії, які використовують інженерні мережі, повинні бути максимально автономними. Цю тенденцію останнім часом підтримують інші європейські країни, які відходять від централізованого електро та тепло постачання міст та регіонів.

В даній роботі розроблено системи вентиляції та кондиціонування за допомогою обладнання компанії Systemair. Основним обладнанням систем є припливно-викидні установки з роторними рекуператорами, економними ЕС двигунами, реверсивними водяними калориферами (тепло та холод), байпасированієм, системою автоматики, фільтрами грубої та тонкої очистки, можливістю підключення керування установкою до системи «умний дом» (BMS) та можливістю керувати нею через WI-FI з мобільного телефону. Використання роторних рекуператорів в припливно-викидних установках дає можливість економії тепло та холодо носіїв в системі вентиляції, роторні рекуператори на сьогоднішній день мають максимальний ККД в порівнянні з конструктивно іншими, можуть повертати з відпрацьованим повітрям вологу, мають власний електродвигун, який регулює, в автоматичному режимі, частоту обертів колеса ротора, що дозволяє максимально економно використовувати теплонадходження та холодонадходження від відпрацьованого повітря.

Система кондиціонування, яка використана в роботі - чилер-фанкойл. В якості кондиціонерів-доводчиків використовуються внутрішні каналні блоки фанкойлів DUCTYS фірми Systemair з ЕС двигунами, які дозволяють економно витратити електроенергію.

Регулювання температури в кожному приміщенні, яке обслуговує внутрішній блок системи кондиціонування, автономне за рахунок використання дротових пультів керування фанкойлами, які включають в себе датчик температури повітря в приміщенні, де встановлений останній. Це дає перевагу оптимально використовувати енергоносії в різні години доби та режиму використання приміщень.

					Пояснювальна записка	Арк.
						9
		№ докум.	Підпис	Дата		

Система опалення прийнята в роботі – водяна. В якості опалювальних приладів прийняті внутрішньо підлогові конвектори фірми Kamrmanн типу НК з примусовою конвекцією (вбудовані тангенціальні вентилятори). Ці прибори було вибрано в роботі в зв'язку з великою площею застосування вікон, які потребували захисту від появи конденсату на їх поверхні взимку, та захисту від великих теплонадлишків (сонячна радіація) влітку. Окрім цього вони виконують роль кондиціонерів-доводників улітку, коли по двотрубній гілці опалення пускають холодоносій. Основними якостями цих приборів є надійність, прихований монтаж, економічність.

					Пояснювальна записка	Арк.
						10
		№ докум.	Підпис	Дата		

1. ВИХІДНІ ДАНІ ТА ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ

					Пояснювальна записка	Арк.
						11
		№ докум.	Підпис	Дата		

Дана атестаційна робота виконана в розділах опалення, вентиляція та кондиціонування на підставі завдання та діючих нормативних документів.

Вихідні дані для розробки проекту:

- місце розташування будинку – Київська область, Переяславська громада;
- призначення будинку: споруда спортивного призначення на 2 поверхи;
- архітектурно-будівельні креслення: поповерхові плани приміщень з експлікацією, дані про конструкцію зовнішніх стін та перекриття, дані про тип і розміри віконних та дверних проїомів;
- вимоги нормативних документів України, а саме: ДБН В 2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування», ДБН В.2.2-9-2009 «Громадські будинки та споруди»; ДСТУ Н Б В.1.1-27-2010 «Будівельна кліматологія», ДБН В.1.2-7-2016 «Пожежна безпека», ДБН В.1.2-8-2008 «Безпека життя і здоров'я людини та захист навколишнього природного середовища», ДБН В.1.2-9-2008 «Безпека експлуатації», ДБН В.1.1-31:2013 «Захист територій будинків і споруд від шуму», ДБН В.1.2-11-2008 «Економія енергії», ДСТУ-Н Б В.2.5-73:2013 «Настанова з монтажу внутрішніх санітарно-технічних систем».

Розрахункові параметри зовнішнього повітря для проектування опалення, вентиляції та кондиціонування прийняті на підставі кліматологічних даних згідно ДСТУ Н Б В.1.1-27-2010 [1]:

1. Середня температура опалювального періоду: $-1,1\text{ }^{\circ}\text{C}$.
2. Температурна зона України: I.
3. Кількість опалювальних днів на рік за $t_3 \leq +8\text{ }^{\circ}\text{C}$: 187.

					Пояснювальна записка	Арк.
						12
		№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахункові параметри зовнішнього повітря

Таблиця 1.1

Місто	Розрахункова географічна широта град. пн.ш.	Барометричний тиск, гПа	Період року	Параметри А			Параметри Б			Середньодобова амплітуда температури повітря, °С	Кількість градусодіб опалювального періоду
				Температура, °С	Питома ентальпія, кДж/кг	Швидкість вітру, м/с	Температура, °С	Питома ентальпія, кДж/кг	Швидкість вітру, м/с		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Переяслав	51	990	Теплий	23,7	53,6	1	28,7	56,1	1	10,8	3572
			Холодний	-10	-6,7	5,3	-22	-20,7	4,2	-	

Для виконання розрахунків мікроклімату в приміщеннях, зовнішня температура повітря була прийнята згідно діючих нормативних документів та завдання на проектування.

У теплий період року внутрішня температура повітря приміщень була прийнята у відповідності до діючих норм та завдання на проектування: +18 °С...+20°С, в холодний період +20 °С...+22 °С. Рухливість повітря в робочій зоні 0,2...0,3 м/с.

Джерелом теплоносія систем опалення та вентиляції є індивідуальна котельня, розташована окремо. Теплоносій – вода, яка згідно технічного завдання має температуру 80/60 °С.

Джерелом холодоносія систем кондиціювання є чилер, розташований ззовні. В ІТП знаходиться теплообмінник для системи холодопостачання типу вода - пропілен-гліколева суміш.

2. ТЕПЛОТЕХНІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИМІЩЕНЬ

					Пояснювальна записка	Арк.
						14
		№ докум.	Підпис	Дата		

2.2. ПІДБІР ОГОРОДЖУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ

На початку проєктування перевіряємо енергозберігаючі властивості зовнішніх огороджуючих конструкцій до нормативних.

Згідно з ДБН В.2.6-31:2021 Теплова ізоляція та енергоефективність будівель обов'язковим є виконання таких залежних умов [2]:

$$R_{пр} \geq R_{q \min} \quad (2.1)$$

$$\Delta t_{пр} \leq \Delta t_{cr} \quad (2.2)$$

$$\tau_{вmin} > t_{min} \quad (2.3),$$

де $R_{пр}$ – приведений розрахунковий опір теплопередачі огорожувальної конструкції, $m^2 \text{ } ^\circ C/Wt$;

R_{qmin} – нормативне мінімально допустиме значення опору теплопередачі огорожувальної конструкції, $m^2 \text{ } ^\circ C/Wt$;

$\tau_{вmin}$ – мінімальне значення температури внутрішньої поверхні в зонах теплопровідних включень в огорожувальній конструкції, $^\circ C$;

t_{min} – мінімально допустиме значення температури внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції при розрахункових значеннях температур внутрішнього й зовнішнього повітря, $^\circ C$;

$\Delta t_{пр}$ – температурний перепад між температурою внутрішнього повітря і приведеною температурою внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції, $^\circ C$;

Δt_{cr} – допустима за санітарно-гігієнічними вимогами різниця між температурою внутрішнього повітря і приведеною температурою внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції, $^\circ C$.

Правильний вибір матеріалу огорожувальної конструкції, її утеплювача, товщини обох, є передумовою економії енергоресурсів, довговічності будівлі, мікроклімату в середині приміщень, включаючи температуру поверхні огорожувальної конструкції в середині будівлі, на яку реагує людський організм.

Розрахункові значення температури і відносної вологості приміщень в даній роботі наступні [3, 4, 5]:

- розрахункова температура внутрішнього повітря $t_v=20 \text{ } ^\circ C$;
- розрахункове значення відносної вологості $\phi_v=55 \text{ } \%$;
- вологосні умови експлуатації: Б.

					Пояснювальна записка	Арк.
						15
		№ докум.	Підпис	Дата		

Для будівлі, яка прийнята в даній роботі, температурною кліматичною зоною є перша, для якої нормативні мінімально допустимі значення опору теплопередачі зовнішніх огорожувальних конструкцій є наступними:

1. Зовнішні стіни: $R_{q \min} = 3,3 \text{ м}^2 \text{ C/Вт}$.
2. Суміщені покриття: $R_{q \min} = 6 \text{ м}^2 \text{ C/Вт}$.
3. Переkritтя над проїздами та неопалювальними підвалами: $R_{q \min} = 3,75 \text{ м}^2 \text{ C/Вт}$.
4. Світлопрозорі огорожувальні конструкції: $R_{q \min} = 0,75 \text{ м}^2 \text{ C/Вт}$.
5. Зовнішні двері: $R_{q \min} = 0,6 \text{ м}^2 \text{ C/Вт}$.

Опір теплопередачі багатошарової конструкції визначається за рівністю [3, 6]:

$$R_{\Sigma} = \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \sum_{i=1}^n R_i + \frac{1}{\alpha_{\text{з}}} \quad (2.4)$$

де $\alpha_{\text{в}}$ – коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції, $\text{Вт/м}^2 \text{ }^\circ\text{C}$;

$\alpha_{\text{з}}$ – коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні огорожувальної конструкції, $\text{Вт/м}^2 \text{ }^\circ\text{C}$;

R_i – опір теплопередачі однорідного шару огорожувальної конструкції, $\text{м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C/Вт}$, який визначається за рівністю [3, 6]:

$$R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_{ip}}, \text{ м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C/Вт} \quad (2.5)$$

де δ_i – товщина i -того шару розрахункової конструкції, м ;

λ_{ip} – розрахунковий коефіцієнт теплопровідності матеріалу i -шару розрахункової конструкції, який приймається залежно від вологісних умов експлуатації даного приміщення;

n – кількість шарів захисної розрахункової конструкції.

Нормативний опір зовнішньої огорожуючої конструкції не може бути більшим ніж розрахунковий.

Далі, теплотехнічний розрахунок зовнішніх огорожуючих конструкцій проводимо в ліцензійній програмі OZC REHAU від розробника SANKOM POLAND.

									Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата	Пояснювальна записка				16

2.3 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВТРАТ БУДІВЛІ

Тепловтрати приміщень складаються з тепловтрат через зовнішні захищення (стіни, вікна, підлоги, перекриття) і витрат теплоти на нагрівання повітря, що інфільтрується в приміщення через нещільності в конструкціях.

Розрахунок тепловтрат, аналогічно розрахунку теплонадходжень в приміщення полягає у визначенні всіх сумарних тепловтрат через огорожуючі конструкції (зовнішні захищення), включаючи всі опалювальні приміщення. Допускається не враховувати тепловтрати через внутрішні огорожуючі конструкції (внутрішні захищення), якщо різниця температур в приміщеннях, які вони поділяють, не перевищує 4 °С.

Тепловтрати, Вт, через огорожувальні конструкції розраховують за рівнянням [6]:

$$Q_{oz} = F \cdot (t_{вн} - t_3) \cdot (1 + \Sigma\beta) \cdot n / R_o, \quad (2.6)$$

де F – розрахункова площа огорожувальної конструкції, м²;

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

t_3 – розрахункова температура зовнішнього повітря, С;

β – додаткові тепловтрати, в частках від основних втрат;

n – коефіцієнт, що враховує положення зовнішньої поверхні захищення по відношенню до зовнішнього повітря.

Опір теплопередачі засклених поверхонь (вікон і дверей), приймається за технічними даними заводу-виробника останніх в залежності від їх конструкції. Розрахункові площі всіх поверхонь конструкцій будівлі визначають за будівельними кресленнями.

Витрата теплоти на нагрів зовнішнього повітря, яке поступає в приміщення крізь нещільності в місцях приєднання будівельних конструкцій, в усіляких будівлях для всіх приміщень визначається розрахунком.

Однак у даній будівлі передбачається організація припливно-витяжної системи вентиляції суміщеної з системою кондиціонування (так званий центральний кондиціонер). Вона буде підтримувати позитивний тиск у приміщеннях комплексу, що створить необхідний супротив проникненню інфільтраційного повітря в середину будівлі. Тепловий потік на підігрів зовнішнього повітря механічних систем центрального кондиціонування буде розраховано у наступних розділах.

					Пояснювальна записка	Арк.
						17
		№ докум.	Підпис	Дата		

Далі сумуємо всю кількість тепловтрат розрахунку та маємо загальну кількість тепловтрат, Вт, по приміщеннях та мінусуємо теплонадходження в холодний період року [6]:

$$Q_{розр} = \Sigma Q_{зах} + Q_{інф} - Q_{лобут}, \text{ Вт} \quad (2.7)$$

де $\Sigma Q_{зах}$ – сумарні тепловтрати через захищення приміщень;

$Q_{інф}$ – найбільша витрата теплоти на підігрів інфільтрованого повітря;

$Q_{лобут}$ – тепловиділення від електричних приладів, технологічного обладнання, освітлення та інших джерел тепла, що беруться з табл. 2.4 не включаючи теплонадходження від сонця – відсутні у холодний період.

Наводжу результати розрахунку тепловтрат у табл. 2.1.1.

Таблиця 2.1.1

Тепловтрати приміщень

N	Описание	Коридор		Електро		Санвузо		ІТП		КНС	
		°C	Вт	°C	Вт	°C	Вт	°C	Вт	°C	Вт
11	Коридор	16	143	16	143	20	725	16	602	196	196
12	Електро	16	393	16	393	6	3,0	12	245	80	80
13	Санвузо	20	725	4	103,4	17	42,4	36	16,7	0	0
14	ІТП	16	602	11	34,5	15	42,4	602	602	196	196
15	КНС	16	143	24	143	72	725	15,83	15,83	5,17	5,17
		A	ΦHL	A	ΦHL,A	V	ΦHL,V	ΦHL	ΦHL	ΦHL	ΦHL
		м	ΦHL	м	ΦHL,A	м	ΦHL,V	ΦHL	ΦHL	ΦHL	ΦHL
		1/ч	ΦHL	1/ч	ΦHL,A	1/ч	ΦHL,V	ΦHL	ΦHL	ΦHL	ΦHL
		°C	ΦHL	°C	ΦHL,A	°C	ΦHL,V	ΦHL	ΦHL	ΦHL	ΦHL
		Вт	ΦHL	Вт	ΦHL,A	Вт	ΦHL,V	ΦHL	ΦHL	ΦHL	ΦHL
		W/K	ΦHL	W/K	ΦHL,A	W/K	ΦHL,V	ΦHL	ΦHL	ΦHL	ΦHL
		фh	ΦHL	фh	ΦHL,A	фh	ΦHL,V	ΦHL	ΦHL	ΦHL	ΦHL
		Φ	ΦHL	Φ	ΦHL,A	Φ	ΦHL,V	ΦHL	ΦHL	ΦHL	ΦHL
		Вт/м ²	ΦHL	Вт/м ²	ΦHL,A	Вт/м ²	ΦHL,V	ΦHL	ΦHL	ΦHL	ΦHL
		Вт/м ³	ΦHL	Вт/м ³	ΦHL,A	Вт/м ³	ΦHL,V	ΦHL	ΦHL	ΦHL	ΦHL
		Вт	ΦHL	Вт	ΦHL,A	Вт	ΦHL,V	ΦHL	ΦHL	ΦHL	ΦHL

6	5	4	3	1	21	18-20	17	16
Санвузо	Коридор	Коридор	Зала 3	Зала 1	Склад /	Санвузо	Венткам	Склад
24	24	20	22	22	18	20	16	16
5	16	10	124	203	97	10	28	4
17	55	34	432	709	292	29	83	13
648	1438	240	11539	7156	1570	713	460	181
3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,0	3,0	3,0	3,0
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
-22	-22	-22	-22	-22	-22	-22	-22	-22
640	1412	226	11216	6625	1570	199	460	181
0	0	0	0	1027	573	74	174	74
8	26	15	323	530	0	514	0	0
13,91	30,70	5,37	254,90	150,57	39,24	4,75	12,12	4,77
0,17	0,56	0,35	7,35	12,05	0,00	12,2	0,00	0,00
1	1	1	1	1	1	1	1	1
648	1438	240	11539	7156	1570	713	460	181
132,2	92,2	24,8	93,4	35,3	16,1	75,1	16,6	42,1
37,8	26,3	7,1	26,7	10,1	5,4	25,0	5,5	14,0
648	1438	240	11539	7156	1570	713	460	181

№ докум.	Підпис	Дата	

Пояснювальна записка

Арк.

19

2.4 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОАДХОДЖЕНЬ У ПРИМІЩЕННЯ

Систему вентиляції розраховують для забезпечення необхідних умов для нормальної життєдіяльності людини. Маються на увазі наступні основні фактори:

- Кількість свіжого повітря, що подається в приміщення, очищеного від бруду (вуличний пил, димові гази тощо);
- Температури припливного повітря та повітря в робочій зоні приміщення;
- Кількість шкідливостей в повітрі приміщення та інше.

Для забезпечення нормованої температури в приміщенні, в даній роботі виконується розрахунок теплонадходжень в приміщення, а саме:

- Теплота від людей (явна Q_l та повна Q_{lhf}), які знаходяться постійно чи тимчасово у приміщенні;
- Питома кількість вологи, яку виділяють людські тіла;
- Теплота від освітлювальних приборів, які знаходяться в приміщенні;
- Теплота, яку виділяє технологічне обладнання та побутові прибори;
- Теплота від сонячної радіації, яка заходить через зовнішні огорожуючі конструкції та скляні поверхні (вікна, двері, дах тощо).

Ітогова сума теплонадходжень (кВт), надалі теплонадлишки, використовується в даній роботі для розрахунку необхідної кількості свіжого припливного повітря, яке буде подаватись у приміщення в залежності від типу роботи (стан спокою, легка робота, робота середньої важкості, важка робота), яку будуть виконувати люди, що будуть знаходитись у приміщеннях.

Розрахунок теплонадходжень робиться для теплого періоду року, так як середня температура зовнішнього повітря в цей період найвища.

По людях теплонадходження має дві складові: явна променисто-конвективна теплота Q_l та прихована теплота пароутворення $Q_{пр.л}$.

Правильне та точне визначення явної теплоти в розрахунках систем вентиляції має важливе значення. Явна теплота, Вт, яка виділяється організмом людини, описується рівністю 2.1:

$$Q_l = \beta \cdot \beta_{од} \cdot (2,5 + 10,3 \cdot \sqrt{g_{нов}}) \cdot (35 - t_{пр}), \quad (2.8)$$

де β - коефіцієнт, який враховує інтенсивність виконуваної роботи та приймається: 1- для легкої роботи та стану спокою, 1,07- для роботи середньої важкості, 1,15- для важкої роботи;

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		20

$\beta_{од}$ - коефіцієнт, який враховує теплозахисні властивості одягу: 1 - для легкого літнього одягу, 0,65 - для звичайного одягу, 0,4 - для теплового зимового одягу;

$v_{пов}$ - швидкість руху повітря у приміщенні, приймається $v_{пов} = v_{нор.w.z.}$, м/с;

$t_{пр}$ - температура приміщення, °С, приймається $t_{пр} = t_{w.z.}$.

Повна кількість теплоти від людей, що знаходяться у приміщенні, яка надходить в останні, визначається за формулою [7]:

$$Q_{лhf} = \sum_{i=1}^n q_{hfi} \cdot n_i, \quad (2.9)$$

де q_{hfi} - питома виділення повної теплоти однією людиною, Вт/люд (див. табл. 2.1); n_i - кількість людей у приміщенні з вибраною/навною інтенсивністю навантаження, люд.

Явна кількість теплоти від людей визначається за рівністю [7]:

$$Q_{л} = \sum_{i=1}^n q_i \cdot n_i, \quad (2.10)$$

де q_i - питома виділення явної теплоти однією людиною, що знаходиться в даному приміщенні, Вт/люд (див. табл. 2.1).

Питома кількість теплоти (Вт) і вологи (г/год), які виділяються дорослими людьми

Таблиця 2.1.

Величини (показники)	Кількість теплоти та вологи, яка виділяється однією людиною, залежно від температури повітря у приміщенні, °С					
	10	15	20	25	30	35
Теплота	При фізичній середній роботі					
явна	163	134	105	70	41	6
прихована	52	75	99	128	157	192
повна	215	209	204	198	198	198
Волога	70	110	140	185	230	280

Теплонадходження від джерел штучного освітлення визначається за формулою [7]:

$$Q_{осв} = E \cdot A \cdot q_{осв} \cdot \eta_{осв}, \quad (2.11)$$

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		21

де E – нормативний рівень освітленості (табл. 2,2), Лк;

A – площа підлоги приміщення, м²;

$q_{\text{осв}}$ – питомі виділення теплоти, Вт/(м²·Лк), (табл. 2,2);

$\eta_{\text{осв}}$ – доля теплової енергії, що поступає в приміщення в залежності від способу установки світильників: якщо вони розміщені поза приміщенням (за застеленою поверхнею, на горищі або в підшивній стелі, вентиляційні світильники, тощо), для люмінесцентних світильників $\eta_{\text{осв}}=0,55$, для ламп розжарення $\eta_{\text{осв}}=0,85$.

Таблиця 2.2

Приміщення	Освітленість, E, лк	$q_{\text{осв}}$, Вт/(м ² ·лк) для приміщень висотою до 3,6 та площею, м ²		
		<50	50...200	>200
Спортивна зала	200	0,116	0,079	0,077

Для розрахунку теплового балансу в теплий період року беремо більше значення теплоти із складових освітлення та сонячної радіації.

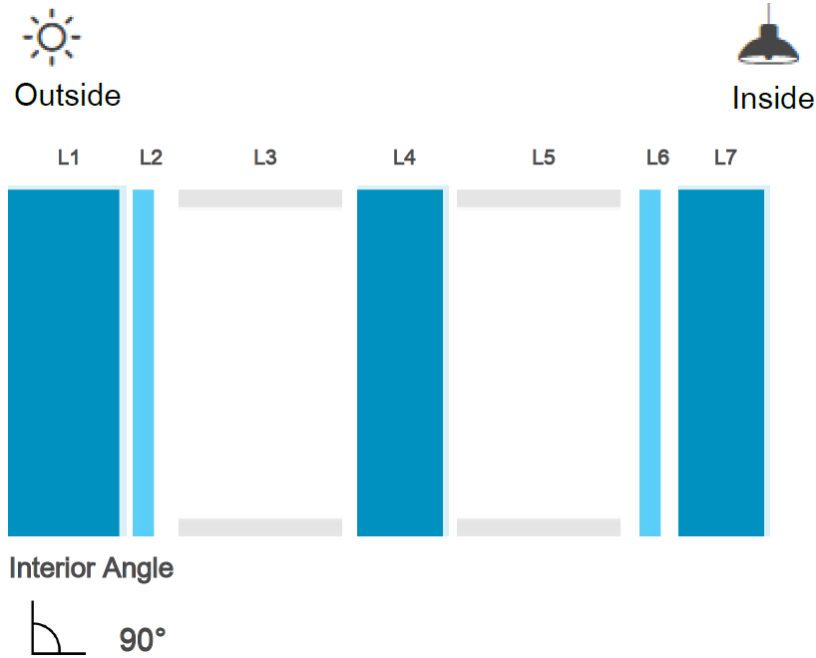
Кількість теплонадходжень у приміщення через світлові прорізи та дахові покриття, за рахунок сонячної радіації визначається за методикою [7].

Особливістю світлових прорізів будівлі є використання енергоефективного скління:

ПРОЄКТ 30/07/2024

Шари – ззовні всередину	мм
L1 Прозоре флоат-скло	8
L2 Темперований сонячний контроль Low-E Deep Blue 40/28	–
L3 Порожнина (90% аргон)	18
L4 Прозоре флоат-скло	6
L5 Порожнина (90% аргон)	18
L6 Low-E	–
L7 Прозоре флоат-скло	6

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		22



Зовнішня панель: 8 мм Şişecam Temperable Solar Control Low-E Glass Deep Blue 40/28 (#2)

Порожнина: 18 мм 90% аргон

Середнє скло: 6 мм Şişecam Прозоре флоат-скло Порожнина: 18 мм 90% аргон

Внутрішня панель: 6 мм скло Şişecam Low-E (#5)



Властивості денного світла (EN 410)

Коефіцієнт пропускання денного світла: 33%

Коефіцієнт відбиття денного світла на вулиці: 18%

Коефіцієнт відбиття денного світла в приміщенні: 24%

Індекс передачі кольору (Ra): 89



Властивості сонячної енергії (EN 410)

Загальний коефіцієнт пропускання сонячної енергії: 23%

Сонячний фактор / г:

Коефіцієнт прямого пропускання сонячної енергії: 18%

Коефіцієнт відбиття сонячної енергії на вулиці: 17%

Поглинання сонячної енергії: 65%

Коефіцієнт затінення: 0,26

УФ пропускання: 12%



Теплопровідність (EN 673)

U Value W/(m²K): 0.5



Значення звукоізоляції

Rw (C, Ctr): 40 dB (-2, -7)

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		23

Таблиця 2.3

Теплонадходження через огороження (сонячна радіація)

№ з/п	Назва приміщення	Орієнтація	Площа A_v , м ²	Показник	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16		
1	Зала 1	ПдЗх	58,41	$Q_{п,}$ (Вт)	0	0	0	0	14	150	150	14	0	0	0		
				$Q_{р,}$ (Вт)	43	43	63	67	72	78	78	72	67	63	55		
				$h_{s,}$ (град.)	21	21	38	47	54	58	58	54	47	38	30		
				$A_{s,oc,}$ (град.)	52	40	27	11	9	32	32	9	11	27	40		
				$Q_{со,i}$ (Вт)	650	650	952	1013	1307	3523	3523	1307	1013	952	831		
				a_n	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65		
				θ_1	-0,71	-0,50	-0,26	0,00	0,26	0,50	0,71	0,87	0,97	1,00	0,50		
				$Q_{\Delta t}$ (Вт)	303	305	308	312	315	318	321	323	324	324	318		
				Q_i (Вт)	725	728	927	970	1164	2608	2610	1172	982	943	858		
		ПнЗх	46,30	$Q_{п,}$ (Вт)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
				$Q_{р,}$ (Вт)	44	44	58	60	62	63	63	62	60	58	53		
				$h_{s,}$ (град.)	21	21	38	47	54	58	58	54	47	38	30		

Арк.

Пояснювальна записка

№ докум.

Підпис

Дата

24

3	Зала 2	Покрівля	306,00	$A_{s,oc}$ (град.)	38	50	63	79	99	122	122	99	79	63	50				
				$Q_{co,i}$ (Вт)	527	527	695	719	743	755	755	743	719	695	635				
				$a_{п}$	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65				
				θ_1	-0,71	-0,50	-0,26	0,00	0,26	0,50	0,71	0,87	0,97	1,00	0,97				
				$Q_{\Delta t}$ (Вт)	240	242	244	247	250	252	254	256	257	257	257				
				Q_i (Вт)	583	585	696	714	732	743	745	739	724	709	669				
				Q_{i_2} (Вт)	520 2	5202	5202	5202	5202	5202	5202	5202	5202	5202	5202				
				Всього, Вт				6510	6514	6825	6886	7099	8552	8557	7113	6908	6854	6730	
				3	Зала 2	ПнЗх	29,70	$q_{пв}$ (Вт)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
								q_p (Вт)	44	44	58	60	62	63	63	62	60	58	53
								h_s (град.)	21	21	38	47	54	58	58	54	47	38	30
								$A_{s,oc}$ (град.)	38	50	63	79	99	122	122	99	79	63	50
								$Q_{co,i}$ (Вт)	338	338	446	461	477	484	484	477	461	446	407
$a_{п}$	0,65	0,65	0,65					0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65				
θ_1	-0,71	-0,50	-0,26					0,00	0,26	0,50	0,71	0,87	0,97	1,00	0,97				
$Q_{\Delta t}$ (Вт)	240	242	244					247	250	252	254	256	257	257	257				
Q_i (Вт)	460	462	534					547	559	567	569	565	556	547	521				
ПнС	58,41	$q_{пв}$ (Вт)	391					391	196	42	0	0	0	0	42	196	342		

3. ОПАЛЕННЯ

					Пояснювальна записка	Арк.
						28
		№ докум.	Підпис	Дата		

3.1 ВОДЯНЕ ОПАЛЕННЯ ТИПУ ТЕПЛА ПІДЛОГА

Водяна тепла підлога — це система опалення, яка працює на основі циркуляції гарячої води через спеціально прокладені трубопроводи, що розташовані в підлозі. Вода, яка циркулює в трубах, нагрівається від джерела тепла — котла чи централізованої системи опалення, і передає тепло до підлоги, поступово прогріваючи верхні шари підлоги та повітря в приміщенні.

Принцип роботи. У водяній теплій підлозі вода або інший теплоносій проходить через трубки, що закріплені на основі підлоги (зазвичай в стяжці або спеціальній підкладці). Коли гаряча вода рухається через ці трубки, вона віддає своє тепло підлозі, яка в свою чергу прогріває повітря в приміщенні. Така система працює за принципом рівномірного розподілу тепла по всій площі підлоги, що дозволяє уникнути значних температурних коливань в різних зонах приміщення.

Переваги водяної теплої підлоги

- **Рівномірний прогрів приміщення:** Тепло розподіляється по всій площі підлоги, що дозволяє досягти комфортної температури без перегріву окремих зон.
- **Енергоефективність:** Водяна тепла підлога працює при низьких температурах (35–45°C), що дозволяє зменшити витрати енергії порівняно з традиційними радіаторними системами.
- **Висока комфортність:** Тепло, яке поступає знизу, створює природний ефект прогріву, що комфортно для людей, зокрема в холодні сезони. Водночас відсутність нагрівальних елементів дозволяє не тільки економити простір, а й зберігати естетику інтер'єру.
- **Покращене повітряне середовище:** Підлога не пересушує повітря, на відміну від конвекційних обігрівачів, що позитивно впливає на здоров'я, особливо в зимовий період.

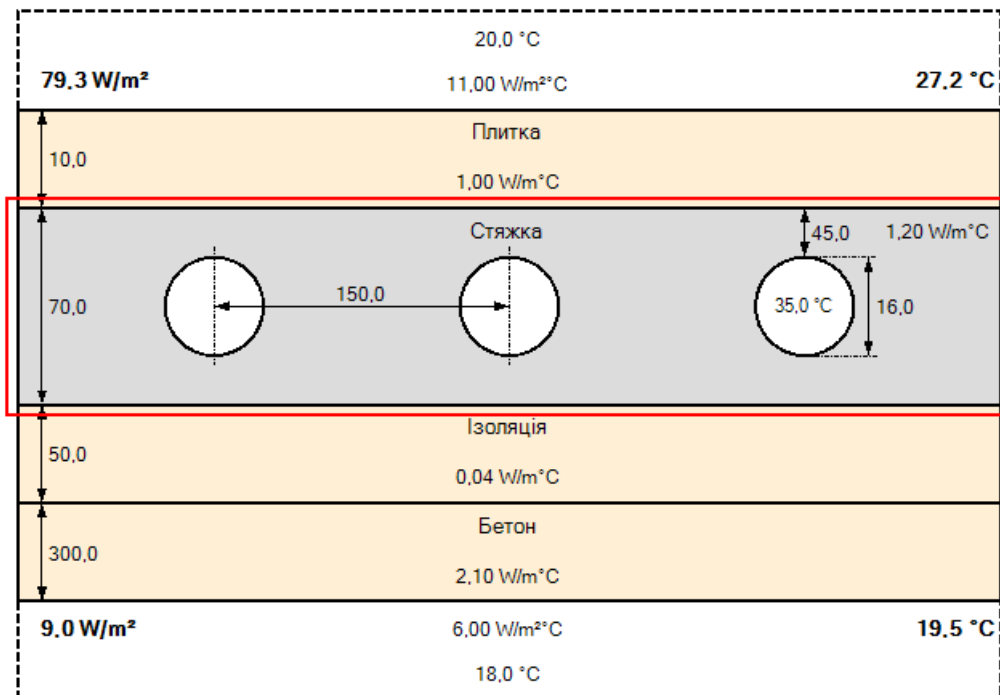
Недоліки водяної теплої підлоги

- **Високі витрати на монтаж:** Оскільки для встановлення водяної підлоги необхідно прокладати труби в підлозі та виконувати стяжку, вартість монтажу може бути значною. Крім того, ця система зазвичай потребує значних затрат на підготовку приміщення.

						Арк.
					Пояснювальна записка	
		№ докум.	Підпис	Дата		29

- **Необхідність в додаткових елементах:** Для регулювання температури та ефективного використання системи потрібно додатково встановлювати терморегулятори та насосні станції.
- **Час на розігрів:** Водяна підлога, особливо в великих приміщеннях, потребує деякого часу для прогріву, що може бути незручним в порівнянні з електричними системами, які нагріваються швидше.

Водяна тепла підлога передбачається у приміщеннях Зала 2, роздягальнях, душових та санітарних вузлах. У якості трубопроводів обрану трубу Uponor.



Особливості гідравлічного розрахунку та улаштування системи опалення наведено у [8-10].

Розрахунок втрат тиску у контурах здійснюється у спеціалізованій програмі SANKOM та BIM UPONOR.

3.2 ОПАЛЕННЯ КОНВЕКТОРАМИ

3.2.1 ВНУТРІШНЬОПІДЛОГОВІ КОНВЕКТОРИ

Ураховуючи особливості приміщення Зали 2 щодо скляних перегородок та особливість функціонування Зали 1 лише за температури вище +5°C ззовні, було передбачено встановлення внутрішньопідлогових конвекторів KAMPMANN RATHERM НК з функцією поачі припливного повітря вздовж зовнішніх скляних перегородок.

Система KAMPMANN поєднує два основні функціональні елементи: **конвекторне опалення і подачу свіжого повітря**. Вода, що циркулює в трубах конвектора, нагрівається від джерела тепла (ІТП) і передає тепло в навколишнє повітря через решітки конвектора.

Для покращення циркуляції повітря в систему інтегровано вентиляційні канали, які подають свіже повітря з центральної вентиляційної системи будівлі. Це повітря прогрівається, проходячи через конвектори, і вже у нагрітому вигляді надходить в приміщення, забезпечуючи оптимальну температуру та свіжість.

Переваги водяної системи KAMPMANN:

- Комплексне рішення для обігріву та вентиляції:** Система одночасно виконує функцію опалення та вентиляції, забезпечуючи не тільки тепло, але й свіжий потік повітря, що дуже важливо для здоров'я та комфорту людей в приміщеннях.
- Енергоефективність:** Завдяки використанню водяного теплоносія, система KAMPMANN працює з низькотемпературними режимами, що забезпечує економічність в експлуатації порівняно з традиційними системами обігріву, які використовують високі температури. Вона ефективно розподіляє тепло по всьому приміщенню без перегріву.
- Компактність і естетичний вигляд:** Конвектори KAMPMANN можуть бути інтегровані в стіни, підлогу або стелю, що дозволяє зберегти естетичний вигляд інтер'єру. Вони не займають багато простору і не порушують загальний дизайн кімнати, оскільки часто ховаються за декоративними решітками.
- Постійне оновлення повітря:** Вентиляційна частина системи забезпечує постійне надходження свіжого повітря, що важливо для забезпечення належного мікроклімату у приміщенні, особливо в зимовий період, коли інші методи вентиляції можуть бути неефективними.

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		31

5. **Зручність у регулюванні температури:** Кожен конвектор має терморегулятор, що дозволяє точно налаштувати температуру в окремих зонах приміщення, забезпечуючи комфортні умови для кожного мешканця або користувача.

Недоліки:

1. **Складність монтажу:** Інсталяція системи KAMPMANN може вимагати значних зусиль на етапі проектування та монтажу, особливо при інтеграції в стіни чи підлогу. Необхідно враховувати спеціальні вимоги до монтажу трубопроводів та вентиляційних каналів.
2. **Висока вартість:** Зважаючи на складність конструкції та інтеграцію двох систем (опалення та вентиляції), початкові витрати на обладнання та установку можуть бути вищими, ніж у випадку традиційних систем.
3. **Необхідність технічного обслуговування:** Система потребує регулярного технічного обслуговування, щоб забезпечити ефективну роботу як конвекторів, так і вентиляційної частини.

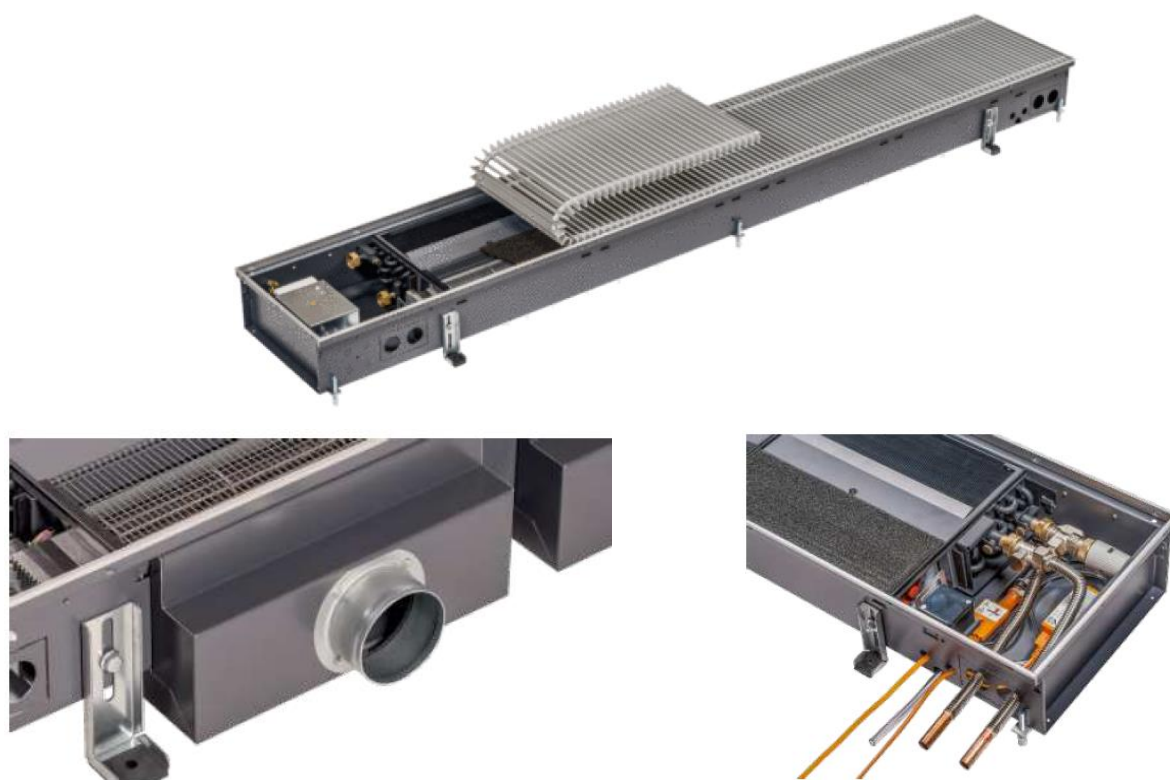


Рис. 3.1 Будова конвектора KATHERM HK KAMPMANN

								Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата	Пояснювальна записка			32

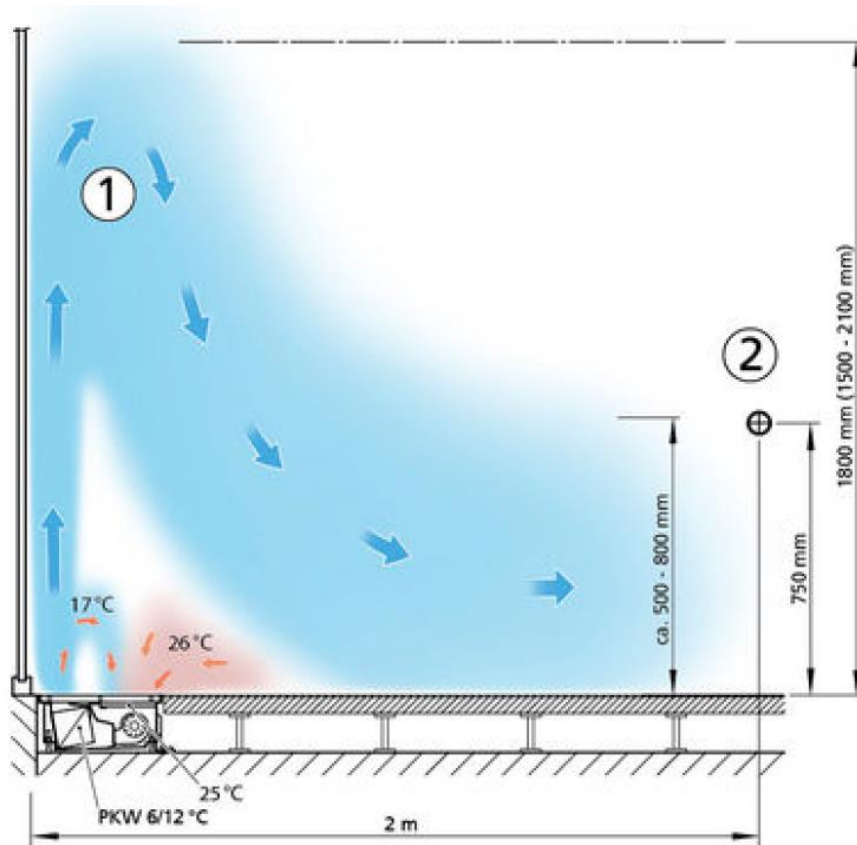


Рис. 3.2. Комфортне розподілення теплових потоків

Критерії комфорту для подачі повітря

При проектуванні системи **Kampmann Katherm НК** або з додатковим подаванням свіжого повітря необхідно враховувати чинні норми **DIN EN 16798** та **DIN EN ISO 7730**.

В цілому можна орієнтуватися на наступні рекомендовані значення:

- **Охолодження:**
 - Температура повітря на виході з каналу подачі: < 4 К нижче температури приміщення;
 - Швидкість викиду повітря: $< 1,2$ м/с;
 - Відстань від каналу подачі повітря до зони перебування людей: > 1 м.
- **Опалення:**
 - Температура повітря на виході з каналу подачі: $20 - 26$ °С (але не нижче температури приміщення);
 - Швидкість викиду повітря: $< 1,5$ м/с;
 - Відстань від каналу подачі повітря до зони перебування людей: $> 0,5$ м.

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		33

У кожному окремому випадку необхідно також враховувати додаткові параметри, такі як вологість приміщення і подачі повітря, а також швидкість виходу повітря.

Katherm НК забезпечують:

1. **Оптимізований вихід повітря для короткого замикання** на фасаді.
2. **Рівномірний розподіл температури та комфорт в зоні перебування** (як точка вимірювання береться температура повітря).

3.2.2 НАСТІННІ КОНВЕКТОРИ

У технічних та допоміжних приміщеннях передбачено встановлення настінних конвекторів. Також вони встановлені у приміщеннях, де потужності теплої підлоги недостатньо.

Обрано настінні конвектори типу KERMI 22-500-L з нижнім підключенням. Це ефективні опалювальні прилади, призначені для обігріву приміщень з високими вимогами до дизайну та зручності використання. Ці конвектори застосовуються в системах водяного опалення, мають компактні розміри та підключаються до системи через нижню частину приладу, що дозволяє зберігати естетичний вигляд стіни та полегшує монтаж.

Характеристики та особливості:

1. Конструкція:

- **Тип:** Конвектори KERMI 22-500-L — це моделі з **низьким корпусом** та **нижнім підключенням** до трубопроводів системи опалення. Така конструкція дозволяє мінімізувати видимість труб і зберігати чистоту ліній інтер'єру.
- **Корпус:** Сталевий корпус з антикорозійним покриттям, що забезпечує довговічність та надійність у використанні.
- **Теплообмінник:** Виготовлений з алюмінієвих ламелей, що забезпечують ефективний теплообмін і швидке прогрівання повітря в приміщенні.

2. **Принцип роботи:** Конвектор працює за принципом **конвекції** — нагріте повітря піднімається вгору, що дозволяє рівномірно прогрівати всю кімнату. Повітря, проходячи через конвектор, нагрівається від теплообмінника і поступово циркулює по приміщенню, створюючи комфортну температуру.

								Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата	Пояснювальна записка			34

3. Особливості підключення:

- **Нижнє підключення** забезпечує акуратний монтаж, адже всі трубопроводи ховаються внизу приладу, що робить систему менш помітною. Це особливо важливо для приміщень, де важлива естетика.
- **Розташування труб:** Завдяки нижньому підключенню, можна зручно підключати прилад до системи опалення без зайвих труднощів у розміщенні труб.

4. Переваги використання:

- **Ефективність:** Завдяки конструкції і матеріалам теплообмінника, ці конвектори швидко прогрівають приміщення та мають високу теплову віддачу.
- **Компактність і стиль:** Зменшені розміри дозволяють розміщувати ці конвектори в будь-якому приміщенні, не порушуючи загального дизайну інтер'єру. Їх можна використовувати як у житлових, так і в комерційних приміщеннях.
- **Простота монтажу:** Нижнє підключення полегшує монтаж і спрощує процес установки без потреби у складних трубопроводах, що зручніше для ремонту або модернізації.

5. **Застосування:** Конвектори KERMI 22-500-L з нижнім підключенням ідеально підходять для **житлових приміщень** (квартир, будинків), а також **офісів** та **комерційних об'єктів**, де важлива не тільки ефективність опалення, але й естетичний вигляд інтер'єру.



					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		35

Рис. 3.3 Конвектор з нижнім підключенням KERMI 22-500-L

Технічні характеристики:

- **Тип:** настінний конвектор.
- **Модель:** KERMI 22-500-L.
- **Тип підключення:** нижнє.
- **Висота:** 500 мм.
- **Довжина:** варіанти різної довжини в залежності від потужності.
- **Матеріал корпусу:** сталь.
- **Матеріал теплообмінника:** алюміній.
- **Робочий тиск:** до 10 бар.
- **Максимальна температура води:** до 110 °С.

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		36

3.3 ПОВІТРЯНА ЗАВІСА

Відсікання холоду/тепла повітряною завісою передбачив на вході у Залу 2. У ХІР у ній забезпечується підігрів повітря електричним тенем.

Електричні повітряні теплові завіси — це пристрої, які створюють потік теплого повітря, що перекриває відкриті двері, вікна або інші проходи, тим самим перешкоджаючи потраплянню холодного повітря ззовні та збереженню тепла всередині приміщення. Вони використовуються в комерційних та промислових об'єктах, таких як магазини, офіси, склади, торгові центри, а також у приватних будинках для створення теплового бар'єру.

Принцип роботи:

Електрична теплова завіса працює на основі конвекції: холодне повітря всмоктується через вхідну решітку, проходить через нагрівальний елемент (електричний обігрівач) і, нагріваючись, викидається в приміщення через вихідну решітку у вигляді потоку теплого повітря. Завдяки цьому утворюється своєрідна "стіна" з тепла, яка ефективно перешкоджає втратам тепла і проникненню холоду ззовні в середину приміщення при відкриванні дверей/воріт.

Переваги електричних теплових завіс:

1. **Енергозбереження:** Використовують електричну енергію, що дозволяє легко контролювати температуру. Вони дозволяють зменшити витрати на опалення, оскільки знижують потребу в додаткових системах опалення при відчинених дверях.

2. **Зручність і комфорт:** Створюють комфортну температуру в зоні проходу, не викликаючи протягів, що важливо для людей, які перебувають у приміщенні.

3. **Безпека:** Відсутність відкритого вогню, що є у газових або водяних теплових завісах, що знижує ризик пожежі.

4. **Екологічність:** Вони не викидають шкідливих речовин у навколишнє середовище, що робить їх більш екологічними у порівнянні з іншими видами обігрівачів.

Недоліки:

1. **Витрати на електрику:** Використовують значну кількість електричної енергії, особливо при інтенсивному використанні.

2. **Шум:** Деякі моделі можуть створювати шум, що не завжди є комфортним для користувачів.

Завіса Tubex Єврокліма (рис. 3.4) – це модель електричної теплової повітряної завіси, вироблена компанією **Єврокліма**, яка широко застосовується

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		37

для захисту приміщень від проникнення холодного повітря та забезпечення комфортних умов на входах до будівель. Завіса Tubex є ефективним рішенням для різноманітних об'єктів — від офісів і торгових центрів до складів і промислових приміщень.



Рис. 3.4 Завіса Tubex Єврокліма

Основні характеристики та переваги завіси Tubex Єврокліма:

1. **Принцип роботи:** Завіса Tubex працює за допомогою створення теплого потоку повітря, який утворює невидиму "стіни" на вході до приміщення. Це перешкоджає проникненню холодного повітря ззовні і сприяє збереженню тепла всередині. Завіса має нагрівальні елементи, які прогрівають повітря, що потім викидається через спеціальну решітку.
2. **Енергозбереження:** Завіса Tubex Єврокліма є енергоефективним рішенням, оскільки використовує електричну енергію для нагрівання повітря. Це дозволяє значно знижувати витрати на опалення, оскільки теплова завіса зменшує теплові втрати, особливо при часто відкритих дверях чи в умовах високого людського потоку.
3. **Дизайн та матеріали:** Завіса Tubex має стильний та компактний дизайн, що дозволяє легко інтегрувати її в будь-яке інтер'єрне рішення. Виготовлена з міцних матеріалів, вона здатна витримувати інтенсивне використання в умовах високих навантажень.
4. **Легкість в експлуатації:** Моделі Tubex оснащені простими в управлінні панелями керування, що дозволяє зручно регулювати

								Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата	Пояснювальна записка			38

- температуру і потужність роботи завіси. Усі необхідні настройки доступні для користувача, що робить використання пристрою зручним.
5. **Тиха робота:** Завіса працює тихо, що є важливим для комерційних та житлових приміщень, де важливий комфорт без надмірного шуму.
 6. **Застосування:** Завіса Tubex використовується в торгових центрах, супермаркетах, магазинах, на підприємствах, у ресторанах, готелях, а також у приватних будинках, де є потреба в ефективному тепловому захисті при відкритих дверях. Вона забезпечує комфортні умови в зоні входу та дозволяє значно знизити енергетичні витрати.

Технічні характеристики (Табл. 3.1):

- **Нагрівальні елементи:** електричні, з можливістю регулювання температури.
- **Потужність:** залежно від моделі, варіюється від 3 до 9 кВт, що дозволяє підібрати завісу для різних розмірів і типів приміщень.
- **Тип монтажу:** настінний або підвісний.
- **Тип управління:** ручне або автоматичне за допомогою пульта або термостата.
- **Корпус:** з міцних матеріалів, що забезпечують довговічність і стійкість до механічних пошкоджень.

Переваги:

- **Економія енергії:** скорочення витрат на опалення та кондиціонування.
- **Захист від протягів і холодного повітря:** створює комфортні умови в будь-яку пору року.
- **Підвищення комфорту для клієнтів і співробітників:** вхід в будівлю залишається теплим і комфортним навіть за відкритих дверей.
- **Зручність в обслуговуванні:** легкість у монтажі та експлуатації.

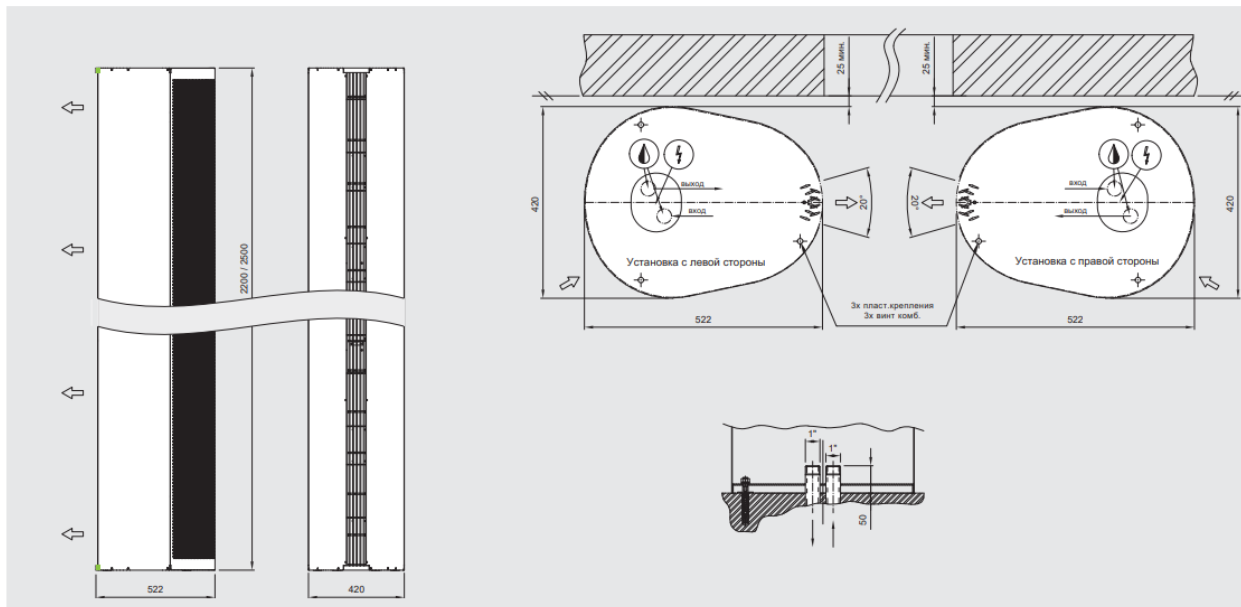
Недоліки:

- **Витрати на електрику:** хоча завіса є енергоефективною, її використання може збільшити споживання електроенергії, особливо при інтенсивному використанні.
- **Шум:** хоча система працює тихо, в деяких випадках може бути помітний легкий шум від вентиляторів.

Таблиця 3.1

Технічні характеристики електричної повітряної теплової завіси
типу Tubex від Єврокліма

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		39



Технические характеристики	TUBEX 2200 W	TUBEX 2200 W-NX	TUBEX 2200 E	TUBEX 2200 S	TUBEX 2500 W	TUBEX 2500 W-NX	TUBEX 2500 E	TUBEX 2500 S
Расход воздуха [м³/час]	3480	4150	3700	3750	4150	4150	4200	4280
Водяной нагрев - вода 80/60°C / t=18°C								
Тепловая мощность [кВт]	38,4	29,1*	-	-	45,2	30,4*	-	-
Перепад давления [кПа]	27,1	11,3*	-	-	11,9	7,7*	-	-
Расход воды [м³/час]	1,7	1,7*	-	-	2	1,7*	-	-
Диаметр подключения [DN]	20	20	-	-	20	20	-	-
Электрический нагреватель**								
Макс. мощность тип 1 [кВт]	-	-	10	-	-	-	12,5	-
Макс. мощность тип 2 [кВт]	-	-	12,5	-	-	-	15	-
Макс. мощность тип 3 [кВт]	-	-	15	-	-	-	17,5	-
Макс. мощность тип 4 [кВт]	-	-	17,5	-	-	-	22,5	-
Напряжение сети [В]	-	-	400	-	-	-	400	-
Электрические характеристики вентиляторов								
Мощность [Вт]	850	1010	850	850	1010	1200	1010	1010
Сила тока [А]	4,5	5,4	4,5	4,5	5,4	6,3	5,4	5,4
Напряжение [В]	230	230	230	230	230	230	230	230
Тип управления	ECON, DITRONIC TOUCH							
Класс защиты	IP20	IP20	IP20	IP20	IP20	IP20	IP20	IP20
Уровень шума* дБ (А)	57	59	57	57	59	59	59	59
Вес [кг]	90	100	90	75	100	110	100	85

Завіса Tubex Єврокліма — це оптимальне рішення для створення комфорту і енергозбереження в приміщеннях з великим потоком людей або на входах в будівлі, де часто відкриваються двері.

4. ВЕНТИЛЯЦІЯ

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		41

4.1. РОЗРОБКА СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ ДЛЯ ДАНОЇ БУДІВЛІ

Для приміщень будівлі в даній роботі, відповідно до отриманого завдання, була запроєктована загальнообмінна примусова вентиляція, розрахована у відповідності до норм ДБН та інших нормативних актів в будівельній галузі, щоб забезпечити необхідний мікроклімат для перебування людей в приміщеннях, які проєктуються [11-13].

Необхідні обсяги повітрообміну в кожному приміщенні були визначені за допомогою розрахунків, наведених у таблицях цього розділу проєкту (див. таблицю 3.1. «Розрахунок необхідних обмінів повітря за нормованими кратностями та іншими нормованими критеріями»). Всі розрахунки були виконані на підставі технічного завдання та архітектурних креслень будівлі, включаючи матеріали огорожуючих конструкцій. В таблиці 3.8. «Характеристика вентиляційного обладнання», даної роботи запропоновано обладнання й устаткування, яке по розрахунку відповідає нормативній продуктивності систем будівлі по повітрю та теплу. Обладнання підбраного в роботі бренду можна замінити на іншого при умові тих самих технічних характеристик (див. табл.3.8), що вказані в даній роботі.

Загальнообмінна вентиляція в приміщеннях будівлі, згідно розрахунків, здійснюється за допомогою двох припливно-витяжних установок ПВ1 та ПВ2 з роторними рекуператорами та водяними повітронагрівачами фірми «Systemair». Вони обслуговують приміщення першого та другого поверхів. Із приміщень санвузлів передбачено окрему витяжну примусову вентиляцію за допомогою каналного вентилятора фірми «Systemair».

Місце розміщення припливно-витяжних установок – венткамера, розташована в цокольному поверсі. Викиди відпрацьованого повітря запроєктовані вище конька будівлі.

В роботі застосовані сталеві оцинковані повітропроводи за ГОСТ 24751-81, товщиною 0,5мм; 0,6мм; 0,7мм та 0,9 мм, і за ГОСТ 14918-90 класу щільності «В».

Всі повітропроводи, які проходять зовні будівлі ізолюються самоклеючою ізоляцією товщиною 100 мм, включаючи вихід викидних повітропроводів санвузлів для запобігання виникнення конденсату на їх поверхні. Припливні повітропроводи, які заходять в будівлю ззовні, ізолюються аналогічною ізоляцією до теплообмінника/установки. Місця перетину зовнішніх огорожуючих конструкцій повітропроводами щільно заповнити вогнестійкими матеріалами, які забезпечать герметичність та необхідну межу вогнестійкості, утеплити утеплювачем [14].

Прокладання припливних та викидних повітропроводів передбачено в комунікаційних нішах та підшивних стелях з максимальним наближенням (на горизонтальних ділянках) до перекриттів.

Для можливості пуско-наладки та регулювання систем на всіх відгалудженнях повітропроводів передбачено встановлення дросельних клапанів.

						Арк.
					Пояснювальна записка	
		№ докум.	Підпис	Дата		42

Для зменшення шуму, який передається від вентиляційного обладнання по повітропроводах в приміщення, всі вентиляційні установки монтуються на віброізолюючих опорах/рамах, підключаються до повітропроводів через гнучкі вставки. Біля вентустановок на повітропроводах монтуються шумоглушники довжиною один метр відповідного витраті повітря перерізу.

Системи вентиляції будівлі зблоковані з системою оповіщення про пожежу та автоматично вимикаються при її спрацюванні.

Перед здачею в експлуатацію всі системи вентиляції повинні бути відрегульовані на задану продуктивність.

Кріплення повітропроводів та каналних вентиляторів виконати типовими конструкціями серії 5.904-1.

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		43

4.2 ВИЗНАЧЕННЯ НЕОБХІДНОГО ПОВІТРООБМІНУ ПРИМІЩЕНЬ

Повітрообмін - це основний параметр якості повітря в приміщенні і чим він більший, тим краща якість повітря. Згідно ДБН В.2.5-67:2013 загальна мінімальна витрата повітря для адміністративних будівель розраховується за рівністю:

$$Q_{\text{tot}} = n \cdot q_p + S \cdot q_v, \quad (4.1)$$

де n - проектна кількість людей у приміщенні;

q_p - питома витрата зовнішнього повітря на одну людину, $\text{дм}^3/(\text{с} \cdot \text{людина})$;

S - загальна площа приміщення, м^2 ;

q_v - питома витрата зовнішнього повітря на розбавлення будівельних забруднень (зменшення концентрації забруднюючих речовин, що виділяються від будівельних матеріалів), $\text{дм}^3/(\text{с} \cdot \text{людина})$.

Типові значення питомої витрати зовнішнього повітря беруться за [7].

Для оптимальних параметрів мікроклімату потрібно передбачити $7 \text{ дм}^3/(\text{с} \cdot \text{людина})$ та $0,7 \text{ дм}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$ коли рівень забруднення є низьким, а його джерелом є лише меблі.

Прим. 1: $L = 7 \cdot 30 + 0,7 \cdot 202,6 = 352 \text{ дм}^3/\text{с} = 1267 \text{ м}^3/\text{год}$;

Прим. 3: $L = 7 \cdot 30 + 0,7 \cdot 129 = 300 \text{ дм}^3/\text{с} = 1081 \text{ м}^3/\text{год}$;

Прим. 21: $L = 7 \cdot 20 + 0,7 \cdot 102,4 = 212 \text{ дм}^3/\text{с} = 762 \text{ м}^3/\text{год}$.

Однак для приміщень, де люди займаються спортом є рекомендованою витрата $80 \text{ м}^3/\text{год}$ на одного спортсмена та $40 \text{ м}^3/\text{год}$ на одного глядача. За ТЗ у випадку змагань у приміщенні 1 та 3 можуть перебувати 20 спортсменів та 10 глядачів.

Приймаю до проектування витрату повітря $2000 \text{ м}^3/\text{год}$ у прим. 1 та 3, $1000 \text{ м}^3/\text{год}$ у прим. 21 за наявності людей у ньому (забезпечується автоматикою). Ця величина витрати зовнішнього повітря перебиває мінімально необхідну для життєзабезпечення людини, а саме її дихання і насичення киснем кровообігу у необхідній кількості – допустимі параметри повітряного середовища (табл. 4.1-табл. 4.3). Це сприяє зниженню концентрації рівня вуглекислого газу у крові людей, що довго перебувають у замкненому просторі (рис. 4.1).

Таблиця 4.1

Насичення шкідливостями зовнішнього повітря

Тип місцевості	Концентрація шкідливих речовин у припливному повітрі, ppm	Концентрація шкідливих речовин у припливному повітрі q пр, мг/м куб.	Коефіцієнт переводу ppm в мг/м куб.
Регіональний центр	450	820	1,825
Місто	400	730	
Село	350	640	

Насичення шкідливостями повітря в приміщенні за відсутності вентиляції
Прим. 1

Час τ_p , год	Концентрація шкідливих речовин у припливном у повітрі $q_{пр}$, мг/м куб.	Концентрація шкідливих речовин у початковий момент часу у приміщенні, що розглядається, q_{τ} , мг/м куб.	Питомі газовиділення на 1 м куб. приміщення G	Кратність повітрообмін у K_p , год ⁻¹	Концентрація шкідливих речовин у приміщенні в даний момент часу q , мг/м куб.	Концентрація шкідливих речовин у повітрі приміщення, ppm
0	820	820	1851	0,00001	820,000	449
0,25					1282,734	703
0,5					1745,466	956
0,75					2208,197	1210
1,25					3133,656	1717
1,5					3596,384	1971
1,75					4059,111	2224
2					4521,836	2478

Прим. 3

0	820	820	2907	0,00001	820,000	449
0,25					1546,743	848
0,5					2273,484	1246
0,75					3000,223	1644
1,25					4453,696	2440
1,5					5180,429	2839
1,75					5907,161	3237
2					6633,891	3635

Прим. 21

0	820	820	2441	0,00001	820,000	449
0,25					1430,350	784
0,5					2040,699	1118
0,75					2651,047	1453
1,25					3871,737	2121
1,5					4482,079	2456
1,75					5092,421	2790
2					5702,760	3125

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		45

Таблиця 4.3

Концентрація шкідливостей у повітрі приміщення при роботі системи
механічної вентиляції

Прим. 1

Час $\tau_{р}$, год	Концентрація шкідливих речовин у припливном у повітрі $q_{пр}$, мг/м куб.	Концентрація шкідливих речовин у початковий момент часу у приміщенні, що розглядається, q_{τ} , мг/м куб.	Питомі газовиділення на 1 м куб. приміщення G	Кратність повітрообмін у $K_{р}$, год ⁻¹	Концентрація шкідливих речовин у приміщенні в даний момент часу q , мг/м куб.	Концентрація шкідливих речовин у повітрі приміщення, ppm
0	820	820	1851	2,74	820,000	449
0,25					1154,920	633
0,5					1323,660	725
0,75					1408,675	772
1,25					1473,088	807
1,5					1483,960	813
1,75					1489,438	816
2					1492,198	818

Прим. 3

0	820	820	2907	4,31	820,000	449
0,25					1265,006	693
0,5					1416,633	776
0,75					1468,298	805
1,25					1491,900	817
1,5					1493,944	819
1,75					1494,640	819
2					1494,877	819

Прим. 21

0	820	820	2441	2,71	820,000	449
0,25					1263,209	692
0,5					1488,157	815
0,75					1602,329	878
1,25					1689,688	926
1,5					1704,615	934
1,75					1712,191	938
2					1716,037	940

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		46

Таблиця Х.3- Класифікація за рівнем концентрації CO₂ у повітрі будівлі/приміщення

Умови мікроклімату	Рівень концентрації CO ₂ у приміщенні понад рівень у зовнішньому повітрі, ppm	
	Типовий діапазон	Типове значення
Підвищені оптимальні	≤400	350
Оптимальні	400-600	500
Допустимі	600-1000	800
Обмежено допустимі	> 1000	1200

РІВЕНЬ КОНЦЕНТРАЦІЇ CO₂ У ПОВІТРІ, PPM



Рис. 4.1. Вплив концентрації вуглекислого газу на самопочуття людини

Повітрообмін інших приміщень визначається за нормативною кратністю (табл. 4.4).

Таблиця 4.4

Повітрообміни

№ прим	Назва	Площа, м ²	Об'єм прим., м куб.	Нормативні кратності,		Приплив, м ³ /год	Викид, м ³ /год
				Приплив	Викид		

Приміщення на відм. 0.000

11	Коридор	24	60,00	1		60	0
12	Електрощитова	3,8	9,50		2		30
13	СВ (МГН)	5,7	14,25			50	50
14	ІТП	12	30,00	3	3	90	90
15	КНС	5,1	12,75	3	3	40	40
16	Склад	4,3	10,75		1		30
17	27,5	68,75	2	2	140	140	27,5
18	СУ	6	15,00			100	
19	СУ (чол)	2	5,00				50
20	СУ (жін)	2	5,00				50
21	Тимчасове місце зібрань	102,4	256,00	розрах	розрах	1000	1000
22	Існ. Прим. Елінгу	216	540,00	1,5	1,5	810	810
	Всього по цоколю:					2175	2175

Приміщення на відм. +3.490

1	Зал 1	202,6	729,36	розрах	розрах	2000	2000
2	Балкон						
3	Зал 2	123,50	444,60	розрах	розрах	2000	2000
4	Коридор з пандусом	9,70	34,92	0			
5	Коридор 1	15,60	56,16	2		120	120
6	СВ (МГН)	4,90	17,64	0	розрах	175	175
7	СВ	7,60	27,36	0	розрах	100	100
7/1	Душова	2,90	10,44			125	125
8	Жіноча роздягальня	10,10	36,36		2	75	75
9	Чоловіча роздягальня	9,50	34,20		2	70	70
10	Склад 1	9,00	32,40		1		30
	Всього по першому поверху:					4665	4665

					Пояснювальна записка	Арк.
	№ докум.	Підпис	Дата			48

Blank area for the explanatory note content.

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		49

4.3 АЕРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМ

Аеродинамічний розрахунок виконано автоматизованим шляхом у програмі Revit (студентська безкоштовна версія з правом доступу для студентів КНУБА). Підібрано необхідні перетини повітроводів за допомогою функції обмеження швидкості руху повітря та висоти повітроводу.

Метод розрахунку втрат тиску за рівнянням Гааланда:

Настройки систем ОВиК

? X

Скрытая линия

- Параметры воздуховодов
 - Углы
 - Настройка трассировки
 - Прямоугольник
 - Овал
 - Круг
 - Расчет
- Параметры труб
 - Углы
 - Настройка трассировки
 - Типоразмеры
 - Жидкости
 - Уклоны
 - Расчет

Сети Падение давления

Расчет падения давления для прямого сегмента воздуховода

Метод расчета:

Haaland Equation

For transitional and turbulent flow

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log_{10} \left[\left(\frac{\epsilon}{3.71 D_h} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re_h} \right]$$

For laminar flow
 $f = 64 / Re_h$

$$\Delta P = f (L/D_h) \rho (V_c^2 / 2)$$

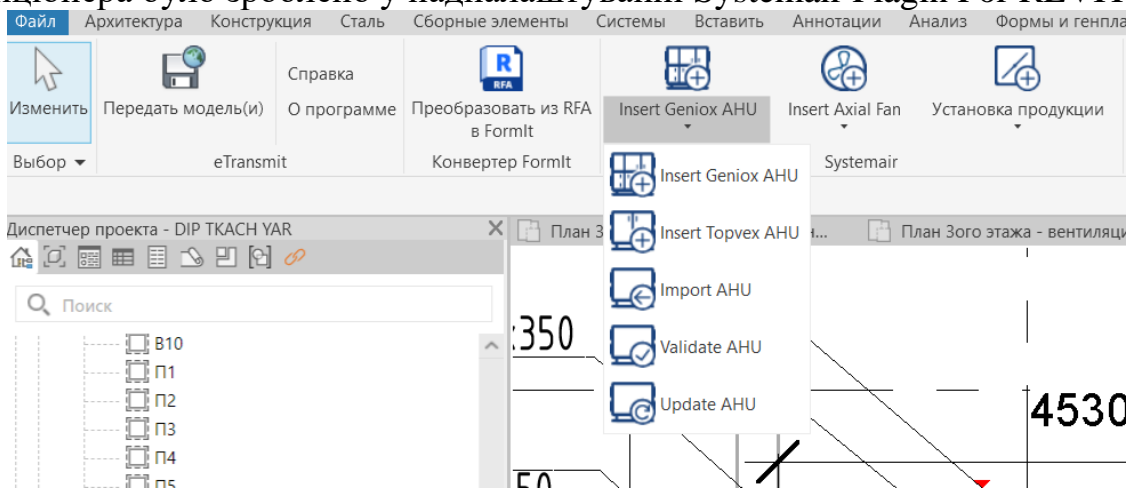
Round	$A_c = \pi D^2 / 4$ $D_e = D_h = D$
Rectangular	$A_c = W * H$ $P = 2 * (W + H)$ $D_e = \frac{1.453 A_c^{0.6}}{\rho^{0.2}}$ $D_h = 4A_c / P$
Oval	$A_c = (\pi a^2 / 4) + a(A - a)$ $P = \pi a + 2(A - a)$ $D_e = \frac{1.453 A_c^{0.6}}{\rho^{0.2}}$ $D_h = 4A_c / P$

$V_c = q / A_c$
 $\nu = \mu / \rho$
 $Re_h = D_e * V_c / \nu$

Flow state
 Laminar : $Re_h < 2000$
 Transitional : $2000 \leq Re_h < 4000$
 Turbulent : $Re_h \geq 4000$

4.4 ПІДБІР ПРИПЛИВНО-ВИТЯЖНИХ УСТАНОВОК

Підбір припливно-витяжних установок з функцією центрального кондиціонера було зроблено у надналаштуванні Systemair Plugin For REVIT:



Підібрано установки типу Торвех з роторним регенератором, виносним каналним реверсивним теплообмінником «тепло-холод», вентилятором з ЕС двигуном та фільтраційними секціями. Повний файл підбору у Дод. 3.

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		51

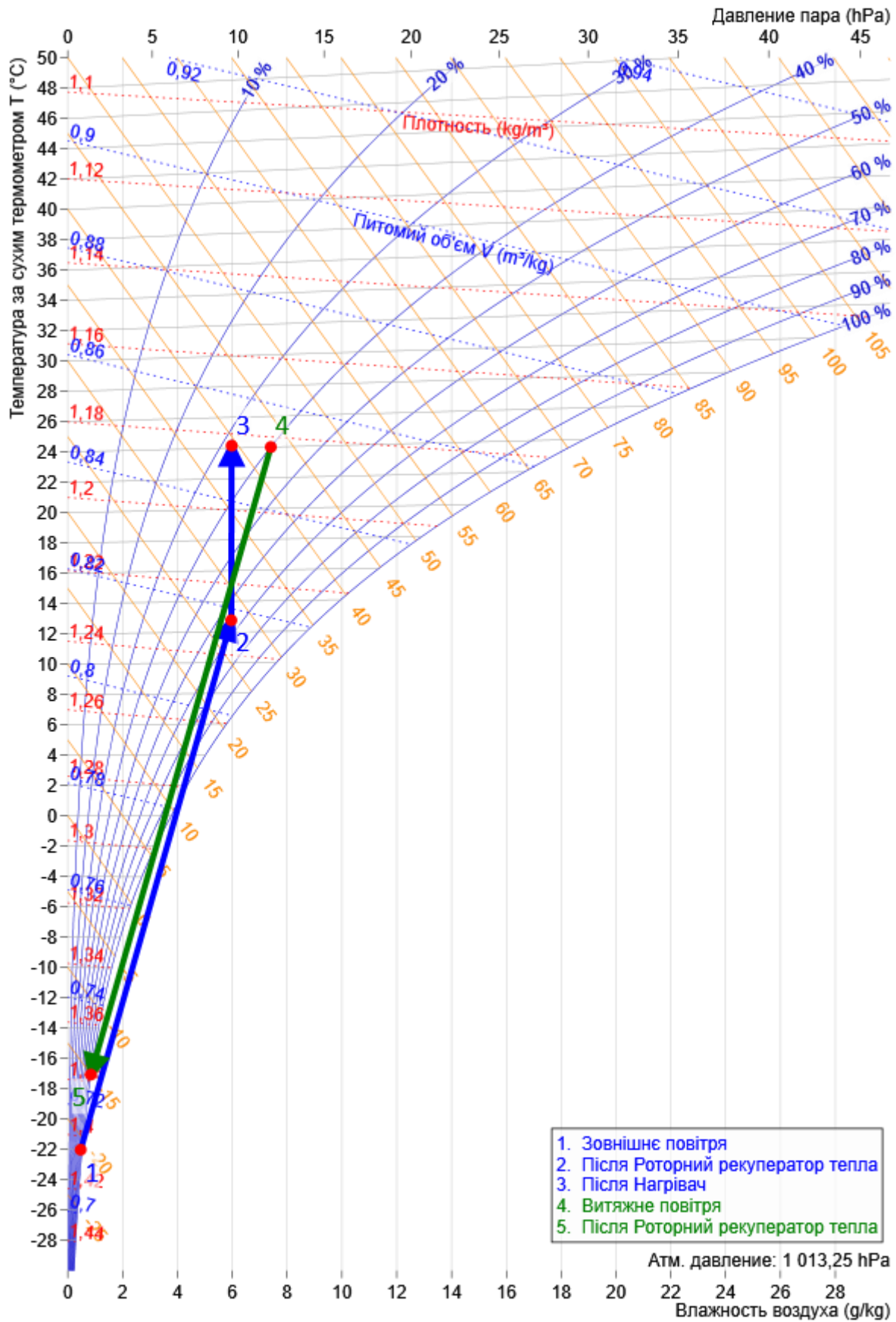


Рис. 4.2 Процеси обробки повітря зображені на I-d діаграмі взимку

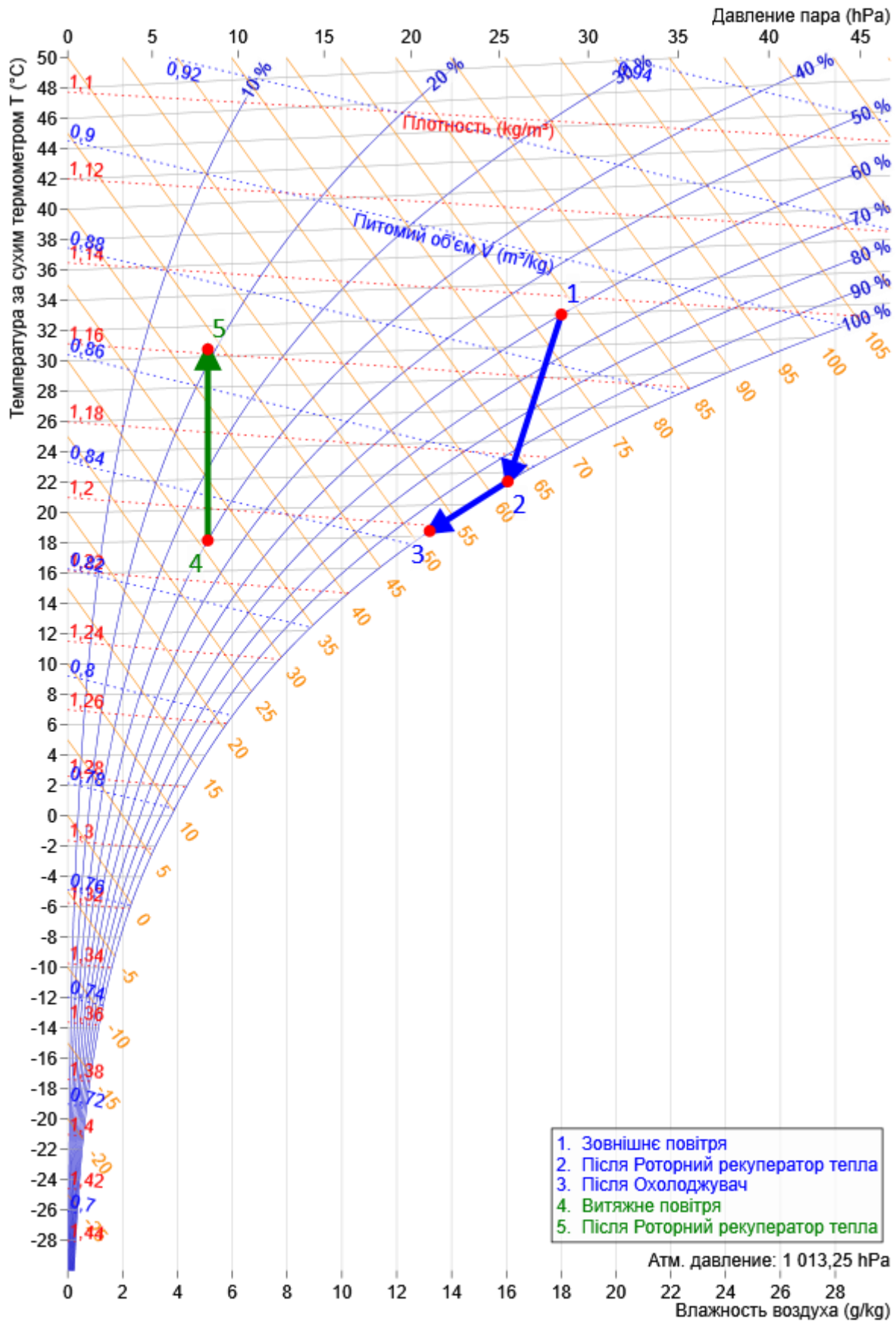


Рис. 4.3 Процеси обробки повітря зображені на I-d діаграмі влітку

					Пояснювальна записка	Арк.
	№ докум.	Підпис	Дата			53

4.5. ПІДБІР ПОВІТРОРОЗПОДІЛЬНИКІВ

Підбір девайсів для розподілу повітря у приміщення було зроблено у програмі TROX Technik. Були підібрані анемостати для санвузлів, решітки для технічних приміщень з функцією регулювання витрати та направлення повітряного потоку уверх/вниз/праворуч/ліворуч за рахунок другого ряду рухомих ламелей та дальнобійні сопла для прим. 1 з росіювачем припливного повітря, що знижує дальнобійність сопла для витримування необхідних параметрів у робочій зоні прим. 1.



Energy-efficient due to external actuator

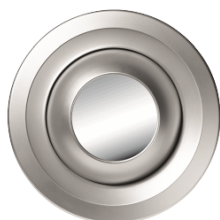


Easily attachable swirl unit for discharge range reduction

TROX® TECHNIK
The art of handling air

Easy Product Finder

Дата: 29.10.2024 / UA
Сопла TROX
Position.01



TJN/315/D

Вихровий елемент для зменшення дальнобійності струмни

Стратегія: Режим охолодження, випуск повітря у напрямку стіни - задані кути
Завихрювач потоку

Швидкість повітря в основному повітроводі $v_1 - 3,0$ м/с

Швидкість повітря в основному повітроводі $v_2 - 3,0$ м/с

Витрата $qv = 425$ м³/год

Відстань x

Відстань b в ряду виходів

Висота установки h_{inst}

Допустима різниця температур припливного повітря в приміщенні $\Delta t_{SUP,c}$

Температура в приміщенні $t_{r,c}$

Кут встановлення α_{inst}

Межове значення кута подачі α max 5

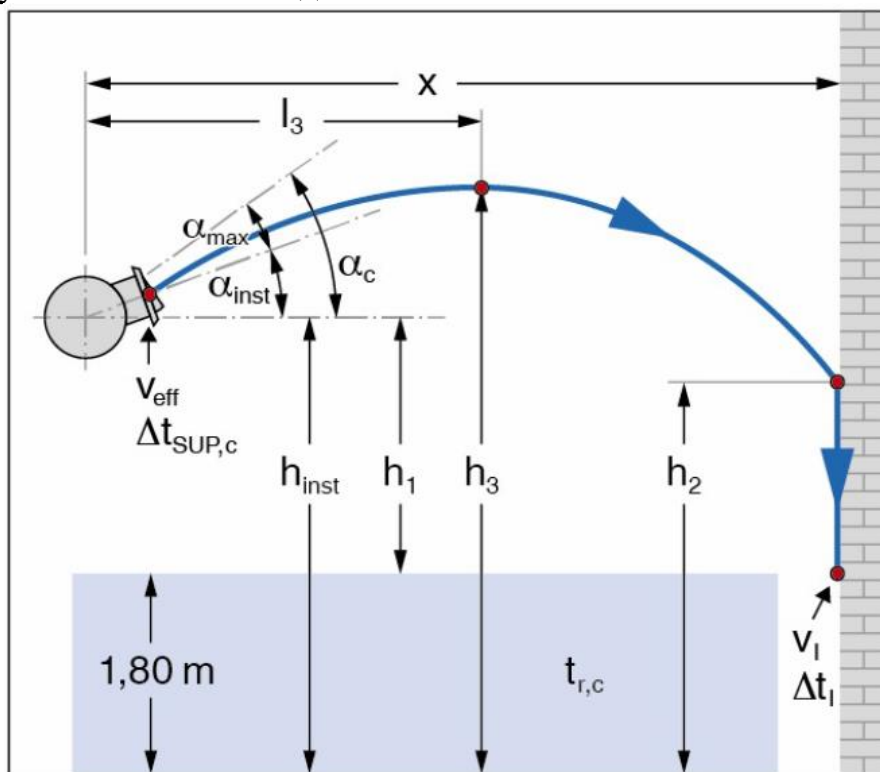
Результати:

Відстань h_1 2,8 м

Висота зони обслуговування h_{occ} 1,8 м

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		54

Ефективна швидкість повітря V_{eff} 4,96 м
 Швидкість $I v_1$ 0,20 м/с
 Різниця температур при $I \Delta t_1$ -0,53 К
 Висота крапки змикання струминів h_2 3,21 м
 Верхня крапка повітряного струменю h_3 4,8 м
 Відстань до самої високої крапки повітряного струменю l_3 2,7 м
 Кут α_6 5
 Холодопродуктивність – охолодження Φ_c -1 280 W



Акустичний розрахунок:

	Δp_t [Pa]	LWA [dB(A)]	63Hz [dB]	125Hz [dB]	250Hz [dB]	500Hz [dB]	1kHz [dB]	2kHz [dB]	4kHz [dB]	8kHz [dB]	LWNC [dB]	LWNR [dB]
Загальні відомості	16	18	31	18	< 15	< 15	< 15	< 15	< 15	< 15	< 15	< 15

Для зали 2 за аналогічним розрахунком було підбрано дифузори з функцією настилаючої на стелю струмини типу VDW.

Дифузори типу VDW від Trox — це спеціалізовані пристрої для розподілу повітря в системах вентиляції та кондиціонування. Вони забезпечують рівномірний і комфортний розподіл повітря в приміщенні, виконуючи важливу роль у створенні оптимальних умов для мікроклімату. Продукція компанії **Trox** відома своєю високою якістю та надійністю, а дифузори VDW є популярними завдяки своїй ефективності і універсальності.

Основні характеристики та принцип роботи дифузорів VDW Trox:

1. **Призначення та застосування:** Дифузори типу VDW призначені для подачі або відведення повітря в системах вентиляції, кондиціонування та кліматизації. Вони ідеально підходять для використання в різноманітних приміщеннях, таких як офіси, конференц-зали, торгові площі, готелі, житлові приміщення, виробничі й технічні зони.
2. **Принцип роботи:** Дифузори VDW Trox працюють на принципі рівномірного розподілу потоку повітря по всьому периметру дифузора або на задану площу. Вони забезпечують комфортні умови в приміщенні, запобігаючи появі протягів і забезпечуючи правильний розподіл температури та вологості. Повітря, яке подається через дифузор, має рівномірно розподілятися по об'єму приміщення, не викликаючи різких перепадів температури або дискомфорту.
3. **Конструкція:**
 - **Форма:** Дифузори VDW можуть мати різні форми (круглі, прямокутні або квадратні), що дає можливість вибору в залежності від вимог до інтер'єру та особливостей монтажу.
 - **Матеріали:** Як правило, виготовляються з високоякісних матеріалів, таких як алюміній або сталь, що гарантує довговічність і зносостійкість.
 - **Регулювання потоку повітря:** Вони оснащені спеціальними заслінками, які дозволяють регулювати інтенсивність та напрямок потоку повітря, що дає можливість налаштувати систему вентиляції під конкретні умови.
4. **Переваги:**
 - **Комфорт та ефективність:** Дифузори VDW забезпечують комфортне середовище в приміщеннях завдяки рівномірному розподілу повітря, що знижує ризик появи холодних зон або сильних протягів.
 - **Енергозбереження:** Вони допомагають оптимізувати витрати енергії за рахунок покращення ефективності роботи вентиляційних систем.
 - **Зниження шуму:** Завдяки правильному конструктиву і регулюванню, дифузори VDW мінімізують рівень шуму, що забезпечує тиху роботу системи.
 - **Легкість в експлуатації та обслуговуванні:** Завдяки можливості регулювати потік повітря і зручності в обслуговуванні (наприклад, легкість очищення), ці дифузори є зручними в експлуатації.
5. **Типи та варіанти:**

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		56

- **VDW** — стандартний варіант дифузора, який забезпечує високу ефективність і комфортний розподіл повітря.
- **VDW з регульованими жалюзями** — дозволяє ще більш точно налаштувати потік повітря відповідно до вимог приміщення.
- **VDW для низьких і високих швидкостей повітря** — це модифікації для різних умов роботи системи вентиляції, включаючи високошвидкісні потоки.

6. Застосування:

- **Офіси та бізнес-центри:** Для забезпечення комфортного повітряного потоку та сприятливого мікроклімату в робочих зонах.
- **Громадські будівлі:** У приміщеннях з високим навантаженням, таких як конференц-зали, торгові центри та готелі.
- **Житлові приміщення:** Для створення комфортних умов у квартирах і будинках, особливо в зоні кондиціонування або вентиляції.
- **Промислові приміщення:** В системах вентиляції для технічних кімнат і приміщень з високими вимогами до контролю температури та вологості.

Технічні характеристики:

- **Матеріал:** алюміній, оцинкована сталь або нержавіюча сталь.
- **Тип регулювання:** механічне або автоматичне (з використанням датчиків).
- **Форма:** кругла, квадратна, прямокутна.
- **Моделі:** можуть включати різні варіанти для різних типів вентиляторних систем (від низькошвидкісних до високошвидкісних).

Недоліки:

- **Вартість:** Продукція Trox відноситься до преміум-сегмента, що може бути дорожчим порівняно з іншими аналогічними пристроями.
- **Вимагає правильного монтажу та налаштування:** Для досягнення максимальної ефективності необхідно правильно встановити та налаштувати дифузори, враховуючи розміри приміщення і потік повітря.

Дифузори типу VDW Trox — це високоякісні, надійні та ефективні елементи для систем вентиляції, які дозволяють забезпечити комфортні умови в приміщеннях і підвищити ефективність роботи вентиляційних установок.

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		57



Circular diffuser faces with circular plenum box



Square diffuser face with square plenum box



1. Лицьова панель дифузора
2. Центральний кріпильний гвинт
3. Регульована лопатка для контролю повітряного потоку
4. Камера розподілу повітря
5. Поперечна планка
6. Елемент вирівнювання
7. Підвісний кронштейн
8. Штуцер
9. Ущільнювальна манжета
10. Лопатка заслінки для балансування витрати повітря

Рис. 4.1 Дифузори VDW Trox

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		58

5. КОНДИЦІОНУВАННЯ

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		59

Кондиціонування повітря передбачаю для основних приміщень – Зали 1 та Зали 3, роздягалень першого поверху, місця періодичного перебування людей та електрощитової у цоколі. Джерелом холоду є ґрунтовий тепловий насос типу ґрунт-вода скваженного типу або чиллер повітря-вода (детально розглянуто вибір та порівняно характеристики у розділі 8). Кондиціонерами доводниками обрано фанкойли типу DUCTYS SYSTEMAIR та внутрішньопідлогові конвектори КАМРМАНН. Під час підбору враховано необхідність витримування шумових параметрів мікроклімату робочого середовища та параметри тепло/холодоносія: по теплу – 50/40°С, а по холоду -12/17°С. Холодопродуктивність від 0,8 до 6,7 кВт, теплопродуктивність від 0,7 до 7,0 кВт. Максимальне зовнішнє статичне тиск — до 100 Па. Версія: 2-трубна.

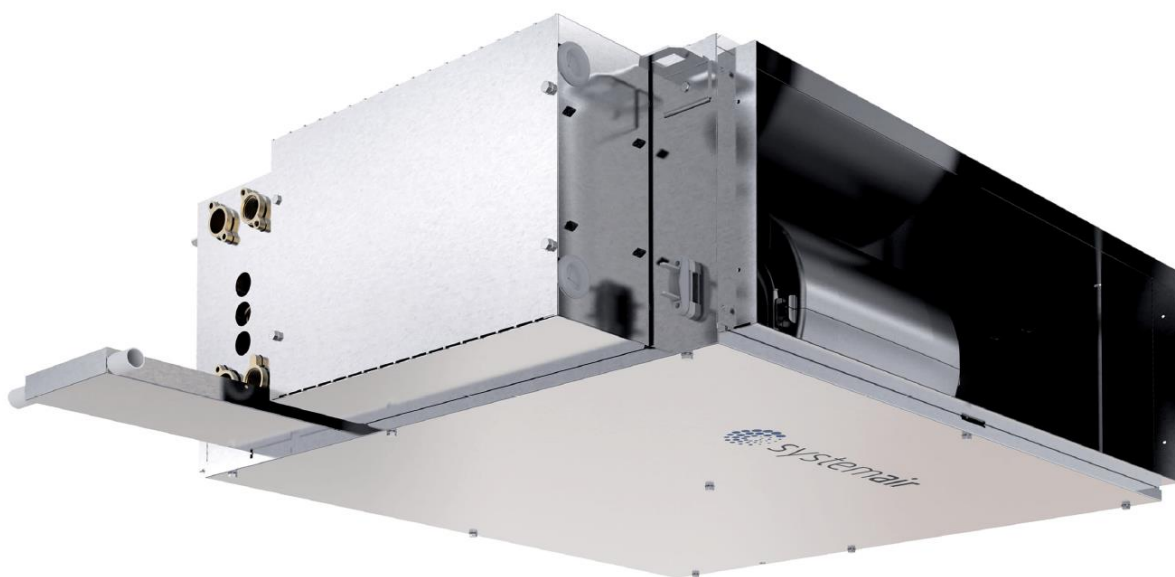


Рис. 5.1. Фанкойл типу DUCTYS SYSTEMAIR

Двигун вентилятора. Двигун вентилятора ЕС з високою ефективністю та низьким енергоспоживанням. Є можливість регулювання продуктивності за допомогою вхідного сигналу 0-10 В. У стандартній комплектації оснащений інтерфейсною картою Ecospeed для трьохшвидкісної оптимізованої роботи. Робоче колесо виготовлене з АБС-пластика аеродинамічного профілю або з двопозиційних передньозігнутих алюмінієвих коліс центробіжного типу (в залежності від розміру).

Корпус. Корпус виконаний з оцинкованого сталевого листа товщиною 0,8 мм і покритий з внутрішньої сторони спіненим поліетиленом. Доступ до внутрішніх компонентів для сервісного обслуговування та ремонту

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		60

забезпечується через зняття нижньої панелі блоку фанкойла, без необхідності демонтажу повітроводів. Лоток для відведення конденсату виготовлений з оцинкованої листової сталі товщиною 1,0 мм, пофарбований для захисту від корозії та ізольований зовні спініним поліетиленом товщиною 4 мм. Клас пожежної безпеки — М1. Корпус має отвори для забору / нагнітання повітря діаметром Ø100 або Ø125 мм.

Примітка: Гідравлічні та електричні підключення можуть бути розташовані з одного боку обслуговування або з протилежного боку.

Табл. 5.1

Технічні характеристики фанкойла

Швидкість	1*	2	3*	4	5*
Напруга ЕС (V)	2,1	3,9	5,5	7,1	10
Витрата повітря (м ³ /год)	342	635	847	1032	1310
Тиск (Па)	8,2	28	50	74,2	120
Споживана потужність (Вт)	10	34	62	110	199

Охолодження

Загальна холодопродуктивність (кВт)	1,4	2,2	2,8	3,22	3,84
Явна холодопродуктивність (кВт)	1,4	2,2	2,8	3,22	3,84
Температура зовнішнього повітря (°C)	15	17	17	17,7	18,2
Витрата води (л/год)	234	379	484	555	661
Температура води на вході (°C)	17	17	17	17	17
Падіння тиску води (кПа)	3,3	7,1	11	13,7	18,8

Рівень звуку (дБА)

LW Повертаючий + Випромінюючий (дБА)	42	50	58	63	68,3
Випромінюючий LW (дБА)	39	45	57	62	70
Загальний LP (дБА)	23	31	40	44,5	52,2
Рівень шуму (NR)	18	26	34	39	47

Теплообмінник. Теплообмінник виготовлений з міді, з алюмінієвими ребрами, що забезпечують оптимальний теплообмін між повітрям і водою. Теплообмінник перевіряється під тиском води (21 бар). Максимальний робочий тиск — 10 бар. Гідравлічні підключення мають діаметри 1/2" або 3/4", залежно від моделі блоку, різьбовий тип. Виходи обклеєні спініним поліетиленом товщиною 10 мм. Клас пожежної безпеки — М1.

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		61

Електричні підключення. Фанкойли поставляються з внутрішньою електричною проводкою, яка закінчується в електрошафі, розташованій на фанкойлі. Номінальна напруга: 230 В / 1Ф / 50-60 Гц.

Сертифікати та відповідність вимогам [15]:

- Сертифікат EUROVENT
- Відповідає вимогам ERP згідно з Регламентом Комісії (ЄС) № 2016/2281

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		62

6. АВТОМАТИЗАЦІЯ

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		63

6.1 АВТОМАТИЗАЦІЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ. ПРИЗНАЧЕННЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЗАЦІЇ

Сьогодні людство не уявляє собі технологічні процеси без систем автоматизації. Системи автоматики оточують нас і вдома, і на вулиці, і на роботі, і в магазині тощо. Ці системи також використовуються в інженерних мережах для можливості керування останніми, регулювання параметрів систем, відслідковування роботи суміжних систем та механізмів, сповіщення про недоліки в роботі та аварійні ситуації. Правильно спроектована, змонтована, налагоджена система автоматики, правильна організація її обслуговування дозволяють використовувати обладнання з максимальним КПД, заощаджувати енергоресурси та ресурси роботи самого обладнання.

Автоматика систем вентиляції та кондиціонування це набір обладнання, приборів тощо для можливості керування системами, роботи систем в тандемі за визначеними параметрами, можливість якісного та кількісного регулювання систем та інше.

Загальні вимоги для всіх систем автоматизації визначаються рядом нормативних документів, головними з яких є: ДСТУ Б EN 15232, ДБН В.2.5-23, ДБН В.2.5-27, ДСТУ БА 2.4.-3:2009, СНиП 3.05.07.85 «Системы автоматизации». Зі зміною №1; «Правила устройства электроустановок (ПУЭ)», ДНАОП 0.00-1.32-01, ДСТУ 2226-93. Автоматизовані системи.

Всі нормативні документи визначають правила проектування, експлуатації та монтажу систем автоматизації.

Автоматичне регулювання параметрів повітря в самих вентиляційних установках та кондиціонерах, в приміщеннях, які вони обслуговують є дуже важливим фактором для комфортного перебування людей в приміщеннях. Автоматичний контроль роботи самого обладнання, його механізмів та деталей забезпечує безперебойну роботу систем та їх аварійні зупинки в разі надзвичайних ситуацій, таких як пожежа, затоплення тощо.

Основні параметри, які контролюють системи автоматики в даній роботі:

- температура повітря та теплоносія (холодоносія) на вході та виході з обладнання;
- реєстрація показників температури зовнішнього повітря для можливості правильного керування роботою рекуператора та вентилятора установки;
- контроль температури в приміщенні;
- контроль різниці тисків повітря до та після фільтрів системи вентиляції для можливості контролю забруднення останнього з подальшою його заміною;
- контроль різниці тисків до та після фільтрів на системах тепло- та холодопостачання для можливості своєчасного обслуговування останніх;

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		64

- контроль кількості витрачених енергоносіїв, які споживають системи опалення, вентиляції та кондиціонування;
- контроль швидкості обертання роторного рекуператора, управління роботою колеса останнього;
- контроль швидкості обертання колес вентиляторів вентиляційних установок та систем кондиціонування повітря в залежності від заданих параметрів;
- контроль за роботою повітряних заслонок на вході та виході з обладнання систем вентиляції та кондиціонування для запобігання можливого «розмерзання» систем;
- керування системами в разі надзвичайних ситуацій, або за індивідуальними параметрами.

Для прикладу, багато датчиків розташовано в самих установках (зазвичай це датчики тиску та температури, які розташовані в корпусі установки чи в повітропроводі; контролери керування системами, які встановлюються в щитах автоматики керування установками), частина датчиків розміщується в приміщеннях, які обслуговують системи (кімнатні температурні датчики, які розташовуються в місцях, де немає впливу інших температурних чинників, таких як сонце, нагрівальні елементи обладнання тощо та пульти керування системами кондиціонування).

Системи автоматизації, застосовані в роботі, прийняте для встановлення обладнання, дають змогу підключити, в разі необхідності, устаткування до системи BMS будівлі для можливості дистанційного керування обладнанням та заданням параметрів мікроклімату в приміщеннях.

Основний принцип керування систем - принцип зворотнього зв'язку. Сутність принципу полягає у виробленні керуючих впливів на об'єкт на основі даних про стан процесу в конкретних момент часу та їх порівняння з заданими параметрами. Єдиною умовою можливості такого керування є один вид сигналів/протоколів для всіх видів застосованого обладнання чи додаткове встановлення контролерів перетворення сигналів для можливості їх сумісної роботи.

Автоматичне блокування систем передбачається в наступних випадках:

- температура припливного повітря нижче +8 град С (для запобігання розморожування системи теплопостачання);
- утворення льоду на поверхні рекуператора;
- в разі виникнення підтоплення/прориву труб в приміщенні венткамери (по датчику затоплення);
- при повному засміченні фільтрів;
- при сигналі «пожежа» від систем протипожежного захисту;
- вимкнення обладнання в аварійних ситуаціях, ситуаціях припинення подачі теплоносія в систему тощо .

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		65

При гарному обслуговуванні систем, найбільш частою причиною вихода обладнання в аварію є блокування роботи установок при загрозі розмерзання водяних систем.

Фактори, які сприяють замерзанню води: помилки, допущені при проектуванні та підборі частин обладнання, таких як циркуляційні насоси на системі теплопостачання, площа поверхні теплообмінника, розрахунок якої прямо пропорційний швидкості повітря, яке проходить через нього;

- велика швидкість обертання колеса рекуператора (перший підігрів повітря);
- не відкоригована сумісна робота вентиляторів установки та повітряних заслонок на вході в останню, клапанів подачі теплоносія із системи теплопостачання;
- низька температура теплоносія;
- некоректна робота датчиків температури та вологості в обладнанні тощо.

Зазвичай захист від замерзання теплообмінників виконується на базі двох/трьох позиційних регуляторів з датчиками температури перед теплообмінником та у зворотньому трубопроводі теплоносія. Небезпеку заморожування прогнозують за температурою припливного повітря $< 8\text{ }^{\circ}\text{C}$ та одночасним зниженням температури зворотньої води. При отриманні вказаних значень повністю відкривають клапани подачі теплоносія та зупиняють припливний вентилятор. В неробочий час клапани забезпечують постійний проток води при закритій повітряній заслонці на вході в припливну установку.

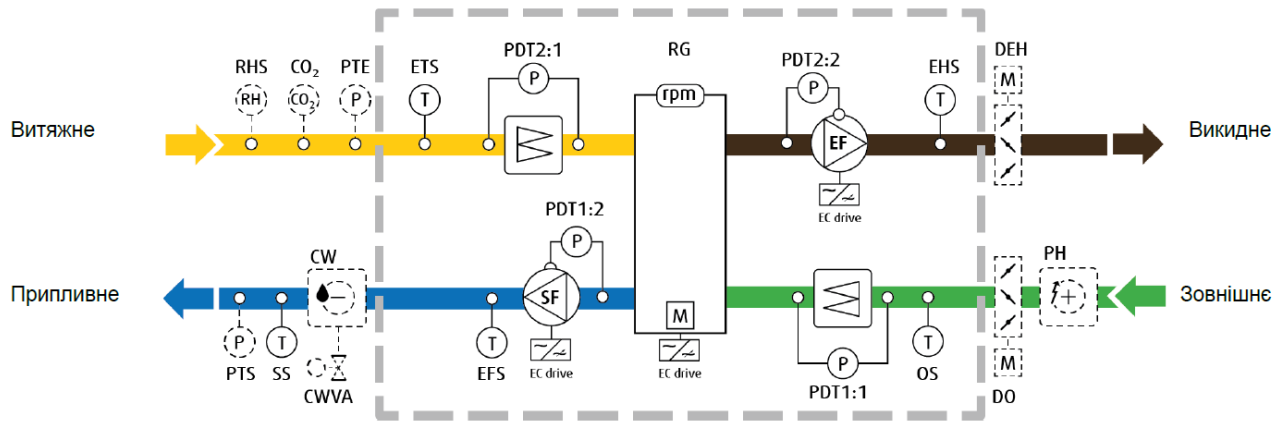
Практика експлуатації систем вентиляції та кондиціонування повітря доказує те, що системи автоматики в інженерних мережах дуже важливі та запобігають причиненню матеріальної шкоди власникам приміщень, виходу з ладу устаткування тощо. Для уникнення розморожування систем перед повним пуском установок потрібно забезпечити проток теплоносія через теплообмінник, далі скоригувати роботу та пуск вентиляторів установки, рекуператора та швидкість відкривання повітряних заслонок. На рис. 6.1 та рис. 6.2 показаний типовий графік увімкнення та вимкнення частин обладнання припливно - викидної установки. Першим повністю відкривається клапан калорифера, який забезпечує проток теплоносія через теплообмінник, після його прогріву подається команда на запуск роботи роторного рекуператора, потім на відкриття повітряних заслонок, ще через 40 с вмикається витяжний вентилятор і тільки при повністю відкритих заслонках - припливний вентилятор.

Основною функцією автоматичної системи керування вентиляцією та кондиціонування повітря є регулювання, підтримання, блокування та перевод систем в задані алгоритми режиму роботи обладнання та параметрів повітря.

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		66

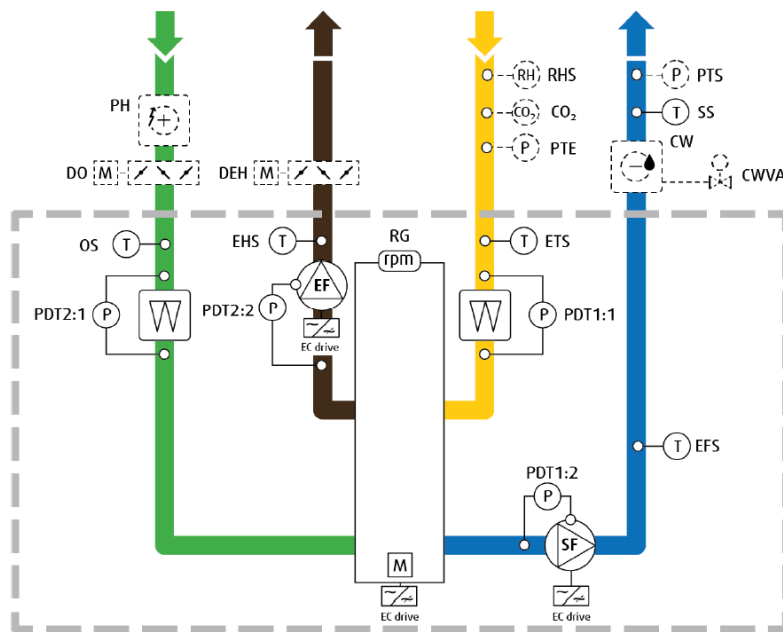
6.2 РОЗРОБКА ЩИТА КЕРУВАННЯ ПВ1

В даному проекті була розроблена схема щита автоматичного керування припливно-витяжної установки ПВ1 системи вентиляції, яка наведена на рис. 6.1 та рис. 6.2.



А

Зовнішнє Викидне Витяжне Припливне



Б

Рис. 6.1 Принципова схема елементів управління ПВ1 (А) та ПВ2 (Б) з роторним рекуператором

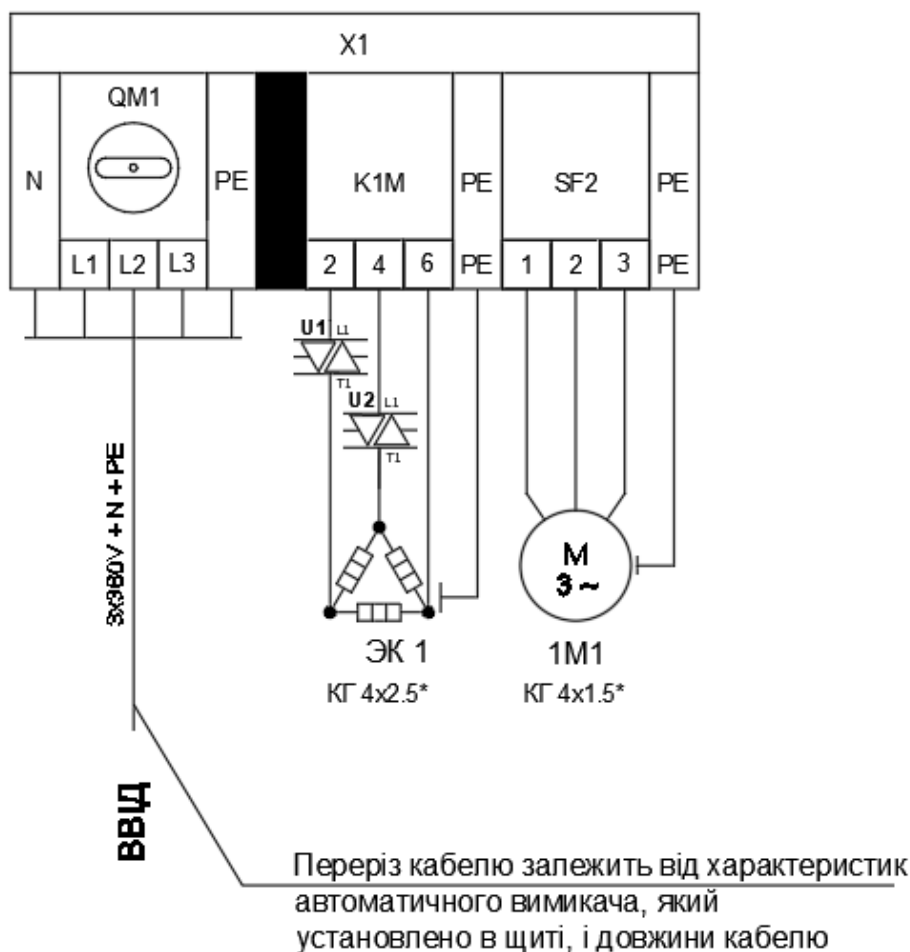
При виконанні схеми автоматизації контури контролю та керування, а також поодинокі прилади наносять поруч із зображенням технологічного обладнання та комунікацій. Контури незалежно від кількості елементів, які в нього входять,

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		67

зображують у вигляді кола, поділеного навпіл. У верхній частині вказують позначення параметру та функції керування, що контролюються у відповідності до ГОСТ 21.404-85, а в нижній частині- номер контуру.

CO2	Датчик CO2	CW	Водяний охолоджувач	CWVA	Водяний клапан охолоджувача
DEH	Заслінка Викидне повітря	DO	Заслінка Зовнішнє повітря	EF	Витяжний вентилятор
EFS	Датчик ефективності	EHS	Температура викидного повітря. Датчик	ETS	Температура витяжного повітря. Датчик
OS	Температура зовнішнього повітря. Датчик	PDT1:1	Тиск фільтра витяжного повітря	PDT1:2	Тиск вентилятора припливного повітря
PDT2:1	Тиск фільтра припливного повітря	PDT2:2	Тиск вентилятора витяжного повітря	PH	Попередній нагрівач, електричний
PTE	Перетворювач тиску Вентилятор витяжного повітря	PTS	Перетворювач тиску Припливний вентилятор	RG	Захист ротора
RHS	Датчик відносної вологості	SF	Припливний вентилятор	SS	Температура припливного повітря Датчик

Використані в роботі електричні схеми підключень:



Принципальні електричні схеми служать для вивчення принципу дії систем автоматики, які використовуються при експлуатації устаткування та визначають повний склад приладів, апаратів та пристроїв і зв'язок між ними.

Перелік елементів до електричної схеми включає в себе:

- ЭК1- електрокалорифер;
- 1М1- двигун припливного вентилятора;
- 1М2- двигун витяжного вентилятора;
- 1М3- двигун роторного рекуператора;

							Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата	Пояснювальна записка		68

- FC1-FC3- частотні перетворювачі.

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		69

7. ДЖЕРЕЛО ТЕПЛОТИ/ХОЛОДУ

					Пояснювальна записка	Арк.
						70
		№ докум.	Підпис	Дата		

7.1 ТЕПЛОВЕ ТА ХОЛОДИЛЬНЕ НАВАНТАЖЕННЯ ДЖЕРЕЛА ТЕПЛОТИ

На основі розрахунків зроблених у розділах 2-5 визначаємо загальну споживчу потужність теплоти та холоду запроєктованих систем. Враховуємо параметри теплоносія на рівні 50/40°C та 12/17°C. Розраховані дані заносимо у таблицю 7.1.

Таблиця 7.1

Розрахункове навантаження джерела теплоти/холоду

Споживач	Теплота, Вт	Холод, Вт
Система вентиляції	47900	35000
Фанкойли Kamppann	11600	7600
Фанкойли Systemair	9600	37200
Опалення конвекторне	2700	-
Тепла підлога цоколь	3400	-
Тепла підлога 1 поверх	10800	4960
Всього	86000	84760

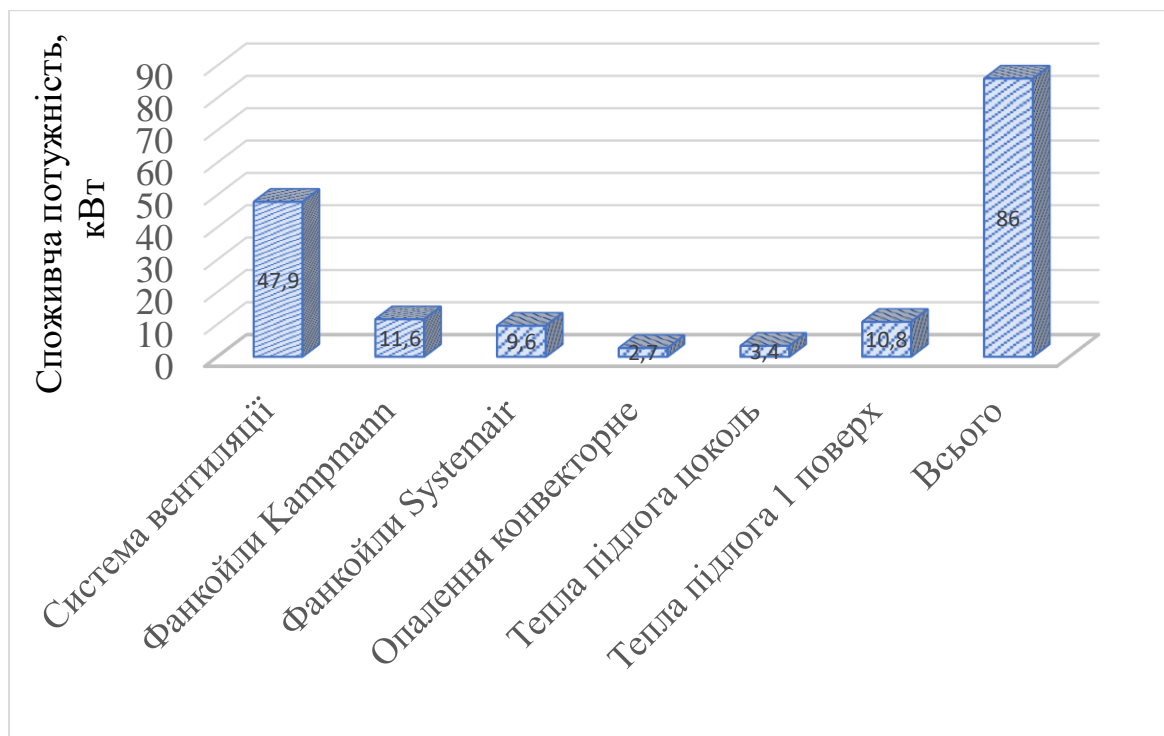


Рис. 7.1 Розподіл теплової потужності між споживачами теплоти

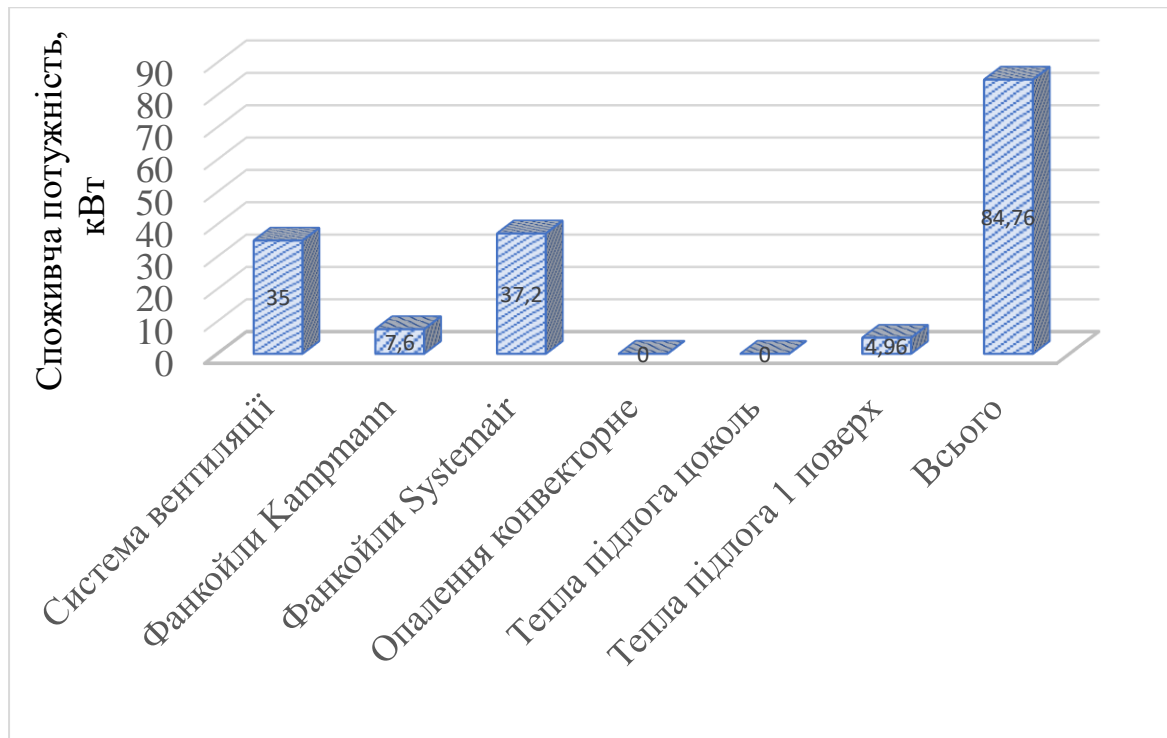


Рис. 7.2 Розподіл холодної потужності між споживачами теплоти

7.2 ГРУНТОВІ ТЕПЛОВІ НАСОСИ

При виборі джерела низькопотенціальної теплової енергії враховуються такі фактори, як доступність, температура, енергетичні характеристики, умови відбору тепла та відповідність санітарним вимогам. Найчастіше для цього використовують ґрунт, оскільки він є ефективним джерелом енергії.

Визначення розрахункових температур теплоносія в первинному контурі для системи ТНУ [34,35] має базуватись на врахуванні сезонних коливань температури ґрунту на різних глибинах [31,32], що ілюструється на рис. 7.3.

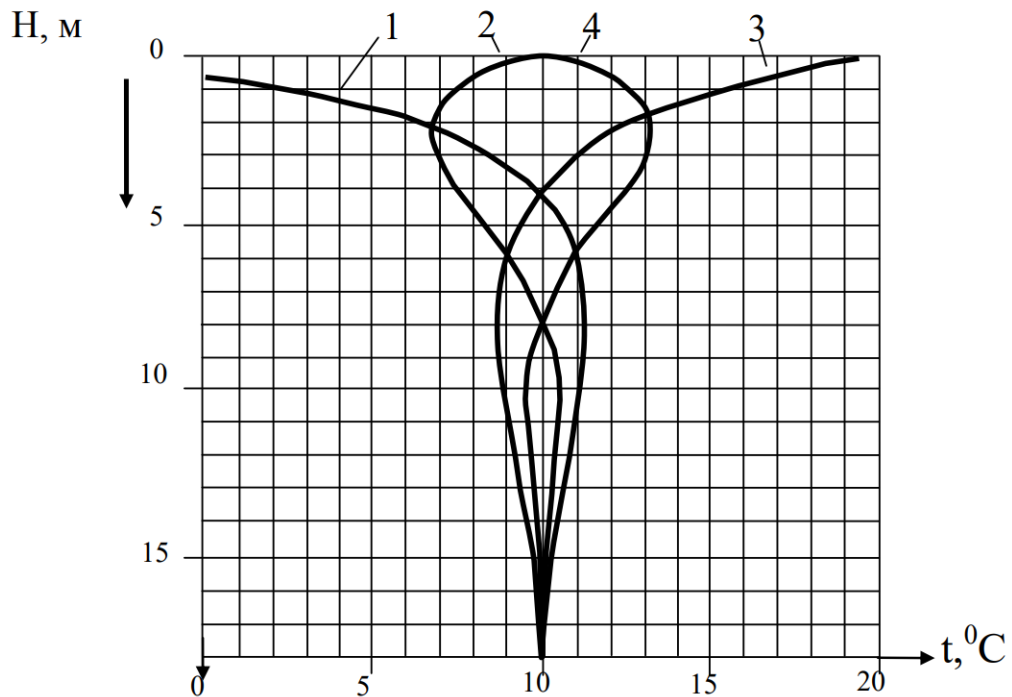


Рис. 7.3 Графік сезонного розподілу температури по глибині ґрунту.

Умовні позначення: N – глибина від поверхні землі, м; t – температура ґрунту, $^{\circ}\text{C}$; 1, 2, 3, 4 – криві розподілу температури ґрунту відповідно в лютому, травні, серпні та листопаді

Теплота, яку виділяє ґрунт, є накопиченою енергією сонячного випромінювання, а також теплотами, що надходять від повітря і атмосферних опадів. Акумуляція теплоти в верхньому шарі ґрунту і можливість її відбору для теплопостачання залежать від інтенсивності сонячного випромінювання, теплофізичних властивостей ґрунту та кліматичних умов регіону.

При розробці систем теплових насосів для відбору теплоти необхідно враховувати мінімальні температури ґрунту на відповідних глибинах. Сезонні коливання температури в ґрунті зменшуються з глибиною. Для розрахунків використовують мінімальну температуру ґрунту. З графіків сезонного розподілу температур по глибині видно, що для ефективного відбору теплоти теплообмінники слід розміщувати на глибині від 0,7 до 2,0 метрів.

						Арк.
					Пояснювальна записка	73
	№ докум.	Підпис	Дата			

Процес відбору теплоти ґрунту здійснюється шляхом захоплення тепла через поверхню трубчастого теплообмінника, в якому циркулює теплоносії, здебільшого водний розчин на основі етиленгліколю або антифризу. Теплота передається робочому тілу, яке потім використовується для охолодження випарника теплового насоса.

У системах з вертикальними теплообмінниками, які закопуються в свердловини глибиною від 50 до 100 м, температура ґрунту практично не змінюється залежно від сезонних коливань температури повітря. На глибині більше 15 метрів температура ґрунту стабільна і складає приблизно 10°C. Найбільша здатність до акумуляції теплоти спостерігається в водонасиченому глинистому ґрунті, в той час як піщані ґрунти менш ефективні для відбору теплоти.

Для різних типів ґрунтів питомі значення теплового потоку можуть коливатися: для сухого ґрунту — 8–10 Вт/м², для вологого — 20–25 Вт/м², а для водонасиченого ґрунту — 35–40 Вт/м². Ці значення залежать від тривалості роботи теплового насоса протягом року.

Інтенсивність відбору теплоти та рівномірність температурного розподілу в ґрунті залежить від його якості і тривалості експлуатації ТНУ. При тривалій роботі ТНУ ефективність відбору теплоти може знижуватися. Враховуючи тепловий вміст ґрунту, середнє значення теплового потоку можна оцінити на основі 1 м² ґрунту.

Використання ґрунту як низькопотенціального джерела теплоти може бути обмежене нормативними вимогами, що діють в різних регіонах. Відбір теплоти здійснюється як за допомогою горизонтальних багатоконтурних теплообмінників, так і вертикальних теплообмінників, встановлених у свердловинах. Важливо також враховувати зниження температури ґрунту під час сезонного відбору теплоти та протягом кількох років експлуатації, з метою забезпечення економічної ефективності, безпеки систем та охорони навколишнього середовища.

Для організації відбору теплоти в первинному контурі теплових насосів (ТНУ) використовуються полімерні труби діаметром 20–30 мм, які призначені для холодного водопостачання. Такі труби здатні витримувати робочий тиск до 16 бар для вертикальних теплообмінників у вигляді зондів.

Система відбору теплоти з ґрунту за допомогою вертикальних теплообмінників у свердловинах використовується для ТНУ потужністю до 30 кВт. Середнє значення відібраної теплоти розраховується на основі питомого теплового потоку, що відноситься до одного погонного метра теплообмінника. Для сухого гравійного ґрунту, насиченого водою, значення питомого теплового

							Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата	Пояснювальна записка		74

поток коливається в межах 60–72 Вт/м для сухого ґрунту і 80–100 Вт/м для водонасиченого ґрунту.

При проектуванні системи теплового насоса для тривалої експлуатації необхідно враховувати щорічний відбір теплоти з 1 м² площі колектора в кВт/м² на рік, що відображає тривалість його безперервного використання. Це значення має знаходитися в межах від 50 до 70 кВт/м² на рік, якщо система призначена лише для опалення.

Різниця температур між теплоносієм у зворотному трубопроводі і температурою незайманого ґрунту за умови постійної експлуатації зазвичай складає 12°C.

Для вертикального теплообмінника тепловий потік визначається кількістю тепла, яке доводиться на 1 м глибини свердловини (Вт/м). Ці значення наведені в додатку 3 []. Для забезпечення додаткового виробництва теплової енергії для систем гарячого водопостачання (ГВС) передбачається збільшення часу роботи теплового насоса.

Щоб забезпечити безперервний відбір тепла протягом передбаченого терміну експлуатації, проектом визначається кількість теплової енергії на 1 метр глибини свердловини (кВт/м на рік). Це значення повинно бути в межах від 100 до 150 кВт/м за рік для опалення.

Особливу увагу слід приділяти тому, що в процесі роботи теплообмінників амплітудне зниження температури ґрунту повинно бути обмежене і не перевищувати встановлених природоохоронних норм, які обмежують зниження температури ґрунту до 18°C.

Теплообмінники можуть бути виконані у вигляді U-подібної петлі, що дозволяє ефективно передавати тепло від ґрунту до теплоносія. Для деяких випадків застосовують конструкцію з двох спарених U-подібних труб, які розміщуються в одній свердловині (рис. 7.4).

Для потужніших теплових насосних систем, що забезпечують теплопостачання, передбачено "кущове" розміщення зондів на ділянці (рис. 7.5). В такому випадку подаючі та зворотні трубопроводи від зондів укладаються вздовж кожного ряду свердловин і з'єднуються з відповідними колекторами.

Усі порожнини між трубами та ґрунтом у свердловині повинні бути заповнені бетоном з високим коефіцієнтом теплопровідності, що забезпечує кращий тепловий контакт і ефективність відбору теплоти.

Охолоджена рідина, яка проходить через випарник теплового насоса, під дією циркуляційного насоса рухається до нижньої точки петлі, а потім

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		75

повертається назад до випарника. У цьому процесі відбувається відбір теплоти з ґрунту через вертикальну свердловину. Питомий тепловий потік значною мірою залежить від складу ґрунту, зокрема від вмісту мінеральних компонентів, щільності та водонасиченості.

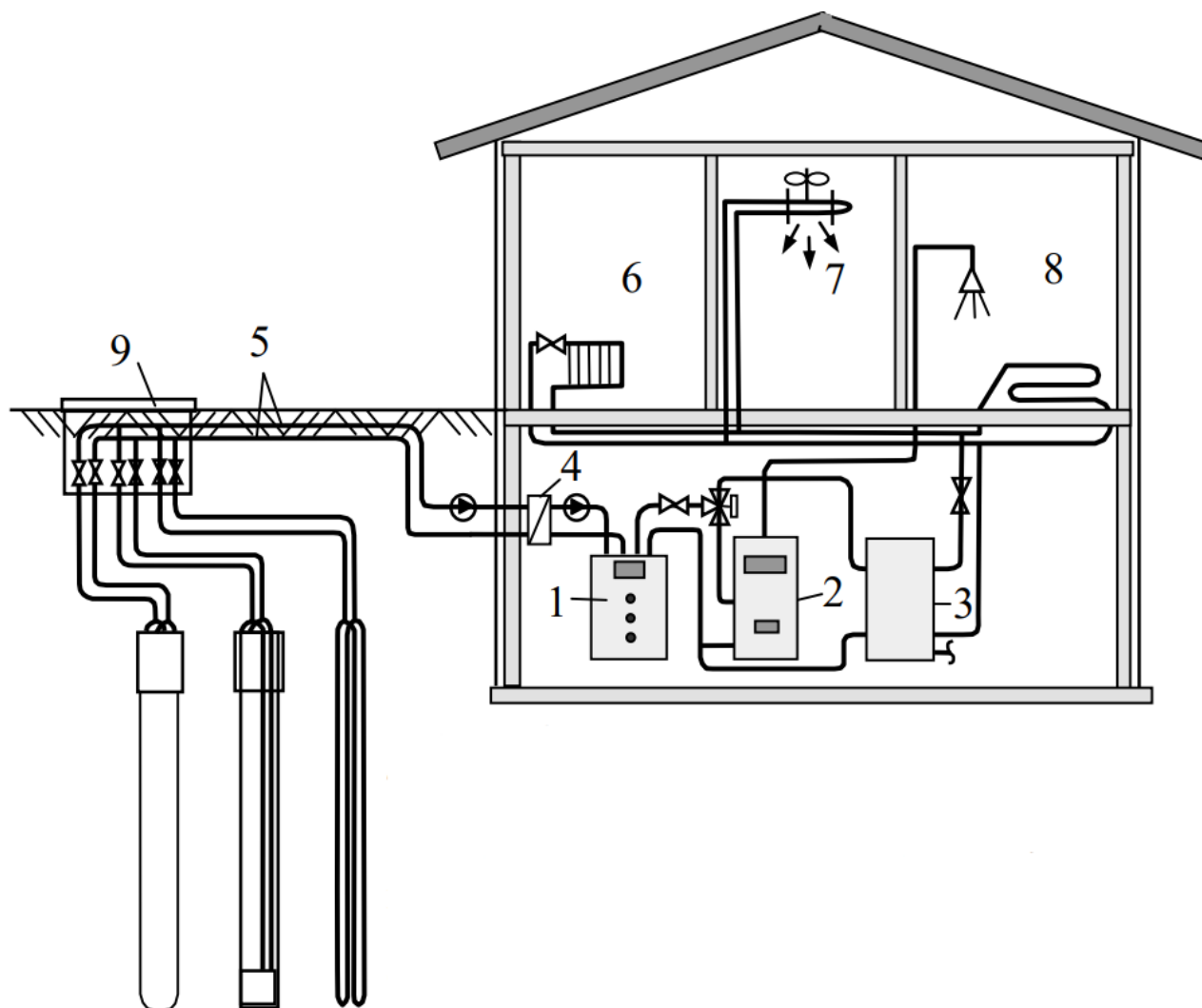


Рис. 7.4 Устрій теплонасосних систем теплопостачання будівлі з зондами. 1 – тепловий насос; 2 – теплогенератор (ДДЕ); 3 – бак-акумулятор; 4 – теплообмінник (з альтернативою відсутності); 5 – трубопроводи до колекторів; 6,7,8 – приміщення з низькотемпературними системами опалення. 9 – колектори

Характеристика ґрунту місцевості:

Тип ґрунту: пісок 15% вологонасичення

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		76

Характеристика вологого піска: $q_{e3} = 60 \text{ Вт/м}$

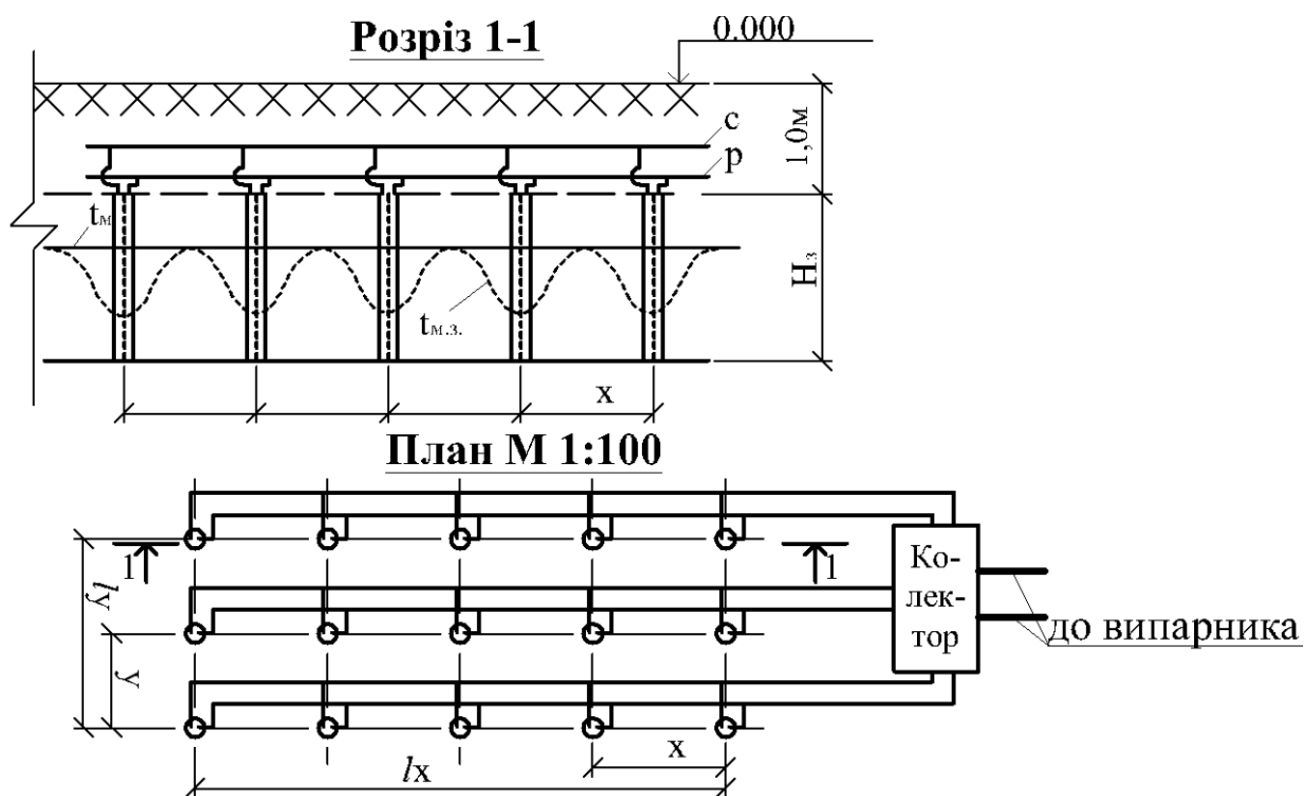


Рис. 7.5 Схема «кущового» розміщення зондів на ділянці. Умовні позначення: р – від розподільного колектора; з – до збірного колектора; t^M - температура масиву ґрунту; $t_{м.з.}$ - передбачуваний профіль температури ґрунту між зондами.

Розрахунково-конструктивна розробка системи відбору теплоти включає визначення відстані між ґрунтовими зондами, яка повинна бути достатньою для того, щоб уникнути взаємодії температурних полів суміжних зондів. Теоретично ця відстань повинна бути не менше 5–6 метрів. На основі розрахункової потужності теплоти відбору ($Q_0 = 136,4 \text{ кВт}$) та питомих значень теплового потоку ($q_{e,3} = 60 \text{ Вт/м}$) визначається загальна довжина трубопроводів зонду:

$$l_0 = \frac{Q_0 \cdot 10^3}{q_{e3}} = \frac{136,4 \cdot 10^3}{60} = 2273,3 = 2274 \text{ м} \quad (7.1)$$

Далі визначається кількість скважин глибиною $l = 50-100 \text{ м}$. Приймаю скважини по 70 м.

$$N = \frac{l_0}{l} = \frac{2274}{70} = 32,5 = 33 \text{ шт.} \quad (7.2)$$

									Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата	Пояснювальна записка				77

Якщо при бурінні зустрічається водоносний шар, то необхідно отримати дозвіл відповідної регіональної служби Держводнагляду про можливість устрою та умовами експлуатації установок з ґрунтовими зондами.

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		78

7.3 ЧИЛЛЕР

Робота чиллера для холодопостачання спортивної споруди зі споживчою потужністю холоду 84,760 Вт (або 84.76 кВт) включає кілька основних етапів, щоб забезпечити постійне охолодження приміщення, підтримуючи комфортну температуру для спортсменів та відвідувачів. Ключові аспекти роботи чиллера в такій системі.

○ Принцип роботи чиллера

Чиллер – це система, яка видаляє тепло з води (або іншого теплоносія) шляхом її охолодження і транспортує охолоджену рідину до споживачів, таких як фанкойли, системи кондиціонування повітря або інші пристрої в системі охолодження.

○ Основні компоненти чиллера

- Компресор – основний компонент, що стискає холодоагент і підвищує його тиск для забезпечення циклу охолодження.
- Конденсатор – видаляє тепло, отримане холодоагентом, виводячи його в навколишнє середовище (або через воду чи повітря).
- Випарник – де відбувається передача холоду воді. Холодоагент поглинає тепло з води, знижуючи її температуру.
- Регулюючий клапан – знижує тиск холодоагенту перед його подачею в випарник, що сприяє переходу холодоагенту в газоподібний стан для поглинання тепла.

○ Процес охолодження

- Охолодження теплоносія: Вода або інший теплоносій циркулює через випарник чиллера, де вона охолоджується до заданої температури (зазвичай 6–12 °C). Охолоджена вода потім подається в систему охолодження об'єкта.
- Теплообмін з холодоагентом: У випарнику холодоагент поглинає тепло з води, випаровуючись і переходячи в газоподібний стан.
- Стиснення холодоагенту: Компресор стискає газоподібний холодоагент, підвищуючи його тиск і температуру.
- Охолодження холодоагенту: Гарячий газ подається в конденсатор, де віддає тепло в навколишнє середовище (наприклад, через конденсаторну воду чи повітря). Після цього холодоагент повертається у рідкий стан і знову потрапляє у випарник через регулюючий клапан, завершуючи цикл.

○ Розподіл охолодженої води

Охолоджена вода циркулює по трубопроводах до фанкойлів або кондиціонерів, де відбувається її теплообмін з повітрям у приміщеннях. Це повітря подається на

						Арк.
					Пояснювальна записка	
		№ докум.	Підпис	Дата		79

трибуни, спортивні зони та інші частини споруди, підтримуючи комфортну температуру.

- Автоматизація та контроль

Система чиллера оснащена автоматичним контролем для регулювання температури та потужності охолодження в залежності від вимог до температури в різних частинах споруди. Це дозволяє оптимально керувати роботою чиллера, знижуючи споживання енергії при менших навантаженнях або підвищуючи охолоджувальну здатність у години пік.

- Ефективність та енергозбереження

Щоб підвищити енергоефективність, чилери часто використовуються з іншими системами, такими як системи зберігання холоду (наприклад, льодяні акумулятори), що дозволяє виробляти холод у нічний час за нижчими тарифами на електроенергію та знижувати навантаження в пікові години.

Висновок

Чиллер для спортивної споруди зі споживчою потужністю 84.76 кВт є потужною і надійною системою, яка забезпечує стабільне охолодження великих об'ємів приміщень. Його робота спрямована на підтримання оптимальної температури, а також на створення комфортних умов для глядачів та спортсменів.

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		80

7.4 ПРИНЦИПОВІ СХЕМИ ТЕПЛО/ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ

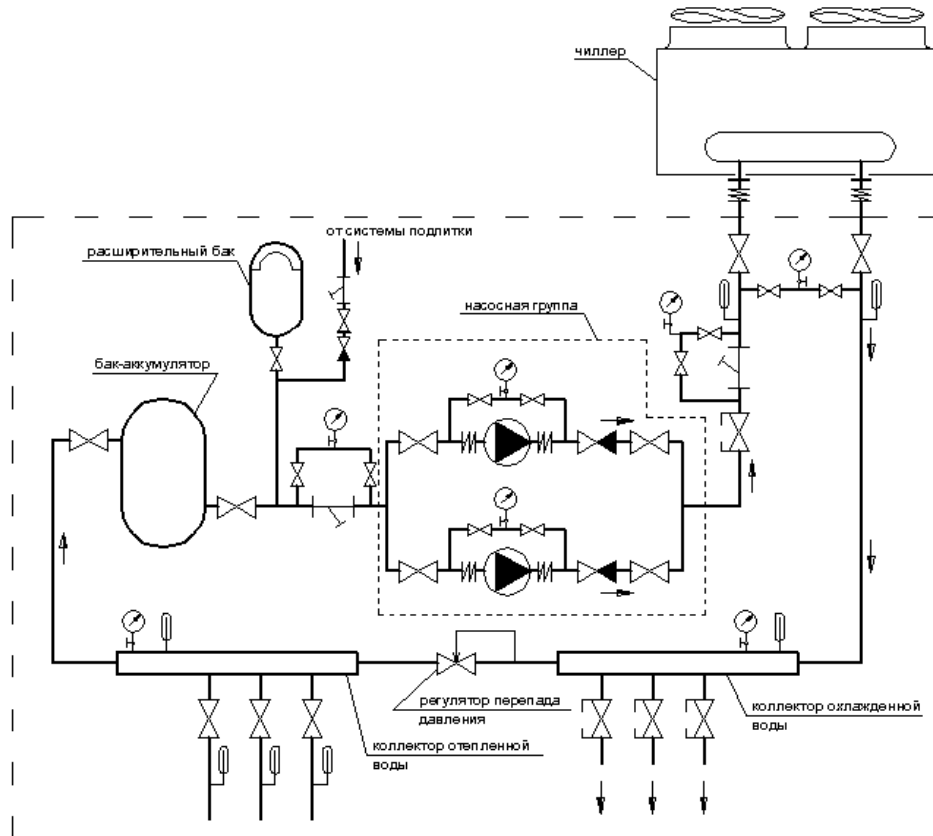
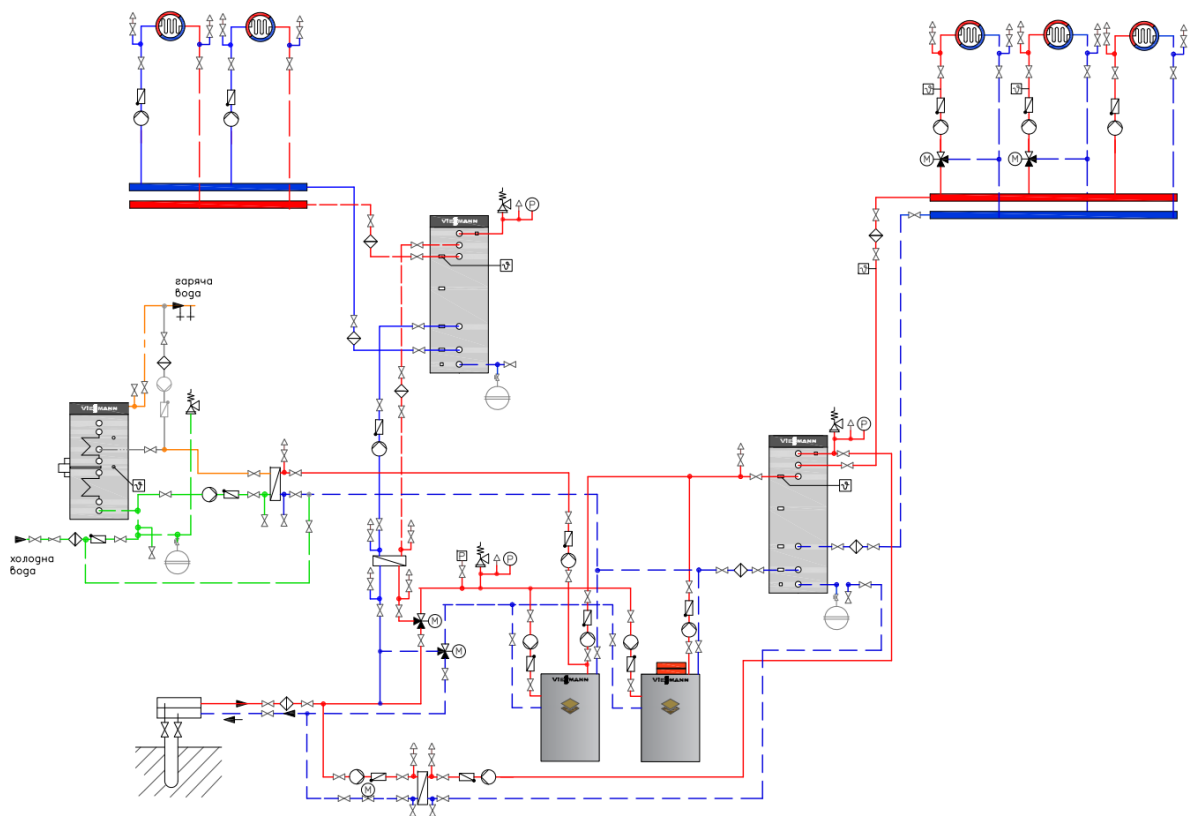


Рис. 7.6 Принципова схема холодопостачання від чиллера



									Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата	Пояснювальна записка				81

Рис. 7.6 Принципова схема теплопостачання від ґрунтового теплового насоса

**8. АНАЛІЗ, ПРОГНОЗУВАННЯ ТА ОСОБЛИВОСТІ РОБОТИ
ЗАПРОЄКТОВАНОГО ГЕОТЕРМАЛЬНОГО НАСОСУ**

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		82

8.1 АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГРУНТОВИХ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ

Вивченням технічної та економічної ефективності горизонтальних ґрунтових теплових насосів (ГТН) у різних умовах, зокрема, за різними параметрами проектування та кліматичними факторами займалися багато дослідників і було проведено численні дослідження.

Наприклад, Лі та його колеги [16] розробили чисельну модель, що враховує зміни геотермального градієнта та температури навколишнього середовища для аналізу роботи горизонтальних систем ГТН зі спіральними теплообмінниками. Їх моделювання показало, що основними чинниками, які впливають на ефективність системи, є теплопровідність ґрунту та відстань між трубами.

У свою чергу, Седагат та інші [17] запропонували систему тепловідновлення для горизонтальних теплообмінників у жарких кліматичних зонах, що дозволяє знижувати накопичене тепло в ґрунті через подачу охолодженого повітря через спеціальні труби. Чисельні дослідження також підтвердили, що зміни у параметрах довжини труб, глибини їх закопування та діаметрі повітряних труб дозволяють покращити коефіцієнт ефективності системи.

Гао та його команда [18] досліджували вплив дощової води на теплові характеристики горизонтальних ГТЕ в піщаному ґрунті. Їхнє дослідження показало, що волога підвищує теплопровідність ґрунту, що позитивно впливає на ефективність системи.

Каядзі та Демір [19] провели експеримент, спрямований на дослідження змін температури ґрунту (горизонтального та вертикального розподілу температури в ґрунті) в горизонтальній системі ГТН за реальних кліматичних умов. В рамках дослідження також були виконані економічні аналізи, які враховували початкові витрати та експлуатаційні витрати. Ці аналізи дозволили оцінити вплив підвищення тарифів на електроенергію, а також змінні параметри системи, такі як кількість труб, глибина їх закладення, відстань між трубами, діаметр труб і їх довжина.

Чисельні та експериментальні дослідження також висвітлюють ключові фактори ефективності вертикальних (зондових) ГТН. Наприклад, Хейн і колеги [20] застосували моделювання, що включало теплообмін та рух ґрунтових вод для вивчення сталості роботи вертикальних систем. Дослідження виявило, що потоки ґрунтових вод і передача тепла в результаті ін'єкції тепла можуть покращити ефективність роботи теплових насосів.

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		83

Інші роботи, такі як дослідження Лі та його співробітників [21], також зосереджувалися на впливі зміни вмісту вологи в ґрунті на теплопередачу у вертикальних системах. Їхні результати показали, що підвищення рівня ґрунтових вод допомагає поліпшити теплообмін.

Дослідження Сольтані та інших фахівців [22] показало, що використання різних рідин, таких як етиленгліколь чи метанол, для циркуляції в системі значно зменшує енергоспоживання вертикальних теплових насосів. Окрім того, експериментальні дослідження [23] з використанням конічних кошиків для охолодження теплиць продемонстрували, що вертикальні системи можуть знижувати температуру в приміщеннях на 8-12°C.

У численних порівняльних дослідженнях були зібрані дані щодо ефективності горизонтальних і вертикальних систем ГТН. Наприклад, Бенлі [38] здійснив експеримент, порівнюючи ефективність опалення теплиць за допомогою двох різних типів ГТЕ. Результати показали, що коефіцієнт ефективності системи опалення варіювався від 2,7 до 3,3 для горизонтальних систем та від 2,9 до 3,5 для вертикальних.

Лі та ін. [24] провели випробування на установках з горизонтальними та вертикальними котушками, виявивши, що споживана електрична енергія в горизонтальних системах була вищою, ніж у вертикальних, а коефіцієнт ефективності охолодження був кращим у вертикальних системах.

Аналіз польових випробувань, проведений Їном та його колегами [25], продемонстрував більшу стабільність температури в вертикальних системах, що призводить до більш сталого ефекту опалення та охолодження.

Крім того, в дослідженні Аресті та співавторів [26] було проведено аналіз життєвого циклу для порівняння різних конфігурацій ґрунтових теплообмінників. Виявилося, що горизонтальні системи мають менший вплив на навколишнє середовище порівняно з вертикальними.

Таким чином, результати наукових досліджень підтверджують важливість вибору конфігурації ґрунтових теплообмінників для досягнення високої ефективності та стабільності систем ГТН. Однак ще існують певні прогалини в розумінні відмінностей у технічних характеристиках горизонтальних і вертикальних систем ГТН в межах одного проєкту, зокрема за різних умов опалення та охолодження. Це обмежує можливість точного вибору відповідної системи для оптимізації її роботи.

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		84

8.2 ПЕРЕНОС ВОЛОГИ ТА ТЕПЛА В НЕНАСИЧЕНИХ ҐРУНТАХ

Враховуючи, що в заданій місцевості проєктування було встановлено, що міститься ґрунт у вигляді вологого піску, постала необхідність його класифікації з точки зору акумуляційних властивостей по теплоті та вологості.

Пісок з вологонасиченням 15% відноситься до категорії ненасичених ґрунтів. У такому стані пісок не заповнений водою повністю, і в його порах частково міститься повітря. Ненасичений ґрунт характеризується наявністю як рідкої води, так і водяної пари в порах. При вологонасиченні 15% пісок перебуває в стані, де пори заповнені водою лише частково. Це означає, що він має властивості, які дозволяють здійснювати гідравлічний та механічний потік води в межах певних значень порового тиску та напруги. Такий стан ґрунту має важливе значення для досліджень гідрогеологічних та механічних властивостей ґрунтів, зокрема в контексті теплотехнічних і водообмінних процесів.

Тобто, потік вологи в ненасиченому ґрунті описується як двофазний процес, що складається з потоків води та пари. Загальне рівняння для потоку вологи можна описати так [28]:

$$\frac{\partial(\rho_l \theta_l)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_v \theta_a)}{\partial t} = -\rho_l \nabla \cdot \mathbf{v}_l - \rho_l \nabla \cdot \mathbf{v}_v \quad (8.1)$$

де θ_l - об'ємний вміст води, θ_a - об'ємний вміст повітря, t - час, с, ∇ - оператор градієнта, ρ_l - густина води, кг/м³, ρ_v - густина пари, кг/м³, v_l - швидкість води, м/с, v_v - швидкість пари, м/с.

Швидкості води та пари визначаються з урахуванням закону Дарсі та рівняння Філіпа і Врієса [29]:

$$v_l = -K_l \left(\nabla \frac{u_l}{\gamma_l} + \nabla y \right), \quad (8.2)$$

$$v_v = -\frac{D_{atms} v_v \tau_v \theta_a}{\rho_l} \nabla \rho_v, \quad (8.3)$$

де u_l - тиск води в порах, Па, γ_l - питома вага води, Н/м³, y - висота, м, D_{atms} - молекулярна дифузійність пари через повітря, і $D_{atms} = 5.893 \times 10^{-6} T^{2.3}/u_a$, де $u_a = 1$ атм, v_v - коефіцієнт масового потоку, τ_v - коефіцієнт складності, а $\nabla \rho_v$ - просторовий градієнт густини пари, K_l - це ненасичена гідравлічна провідність, яка визначається моделлю Брукса і Корі [30].

Баланс енергії в ненасичених ґрунтах можна виразити так [28]:

$$\frac{\partial [H_c (T - T_r) + L \phi S_a \rho_v]}{\partial t} = -\nabla \cdot [-\lambda_T \nabla T + L (v_v \rho_l) + (C_{pl} v_l \rho_l + C_{pv} v_v \rho_l) (T - T_r)], \quad (8.4)$$

де T - температура, K , L - прихована теплота випаровування, Дж/кг, ϕ - пористість ґрунту, S_a - ступінь насиченості повітря в порах, а H_c - теплоємність ненасиченого

						Арк.
					Пояснювальна записка	
		№ докум.	Підпис	Дата		85

грунту при стандартній температурі T_r , Дж/м³/К, C_{pl} і C_{pv} - питомі теплоємності води та пари, відповідно, Дж/кг/К, а λ_T - теплопровідність ненасиченого ґрунту Вт/м/К.

8.3 РОЗПОДІЛ СПОЖИВАННЯ ТЕПЛОВОЇ ТА ХОЛОДИЛЬНОЇ ЕНЕРГІЇ ПРОТЯГОМ РОКУ

Загалом для побудови графіка (рис. 8.1) можна виділити три основні компоненти теплового споживання:

1. **Опалення** - буде змінюватись відповідно до температурного профілю протягом року. У холодний період воно досягне пікової потужності 38,1 кВт (136,4 кВт - 98,3 кВт).
2. **Вентиляція** - споживає тепло лише в холодний період із максимальною потужністю 98,3 кВт.
3. **Гаряче водопостачання (ГВП)** - споживання для умивальників і душових буде сталим протягом року.

У цьому дослідженні основну увагу було приділено порівнянню ефективності вертикальних систем ГТН за умови різного співвідношення навантаження систем опалення та охолодження. Для таких порівнянь була використана термічно-гидравлічна модель для ненасичених ґрунтів, що враховує реальні умови теплопередачі та гідродинаміки ґрунту, а також визначення ефективності теплових насосів. При цьому розглядалися співвідношення потужностей тепло/холод у співвідношеннях: 6:1; 2,4:1 та 1:1.

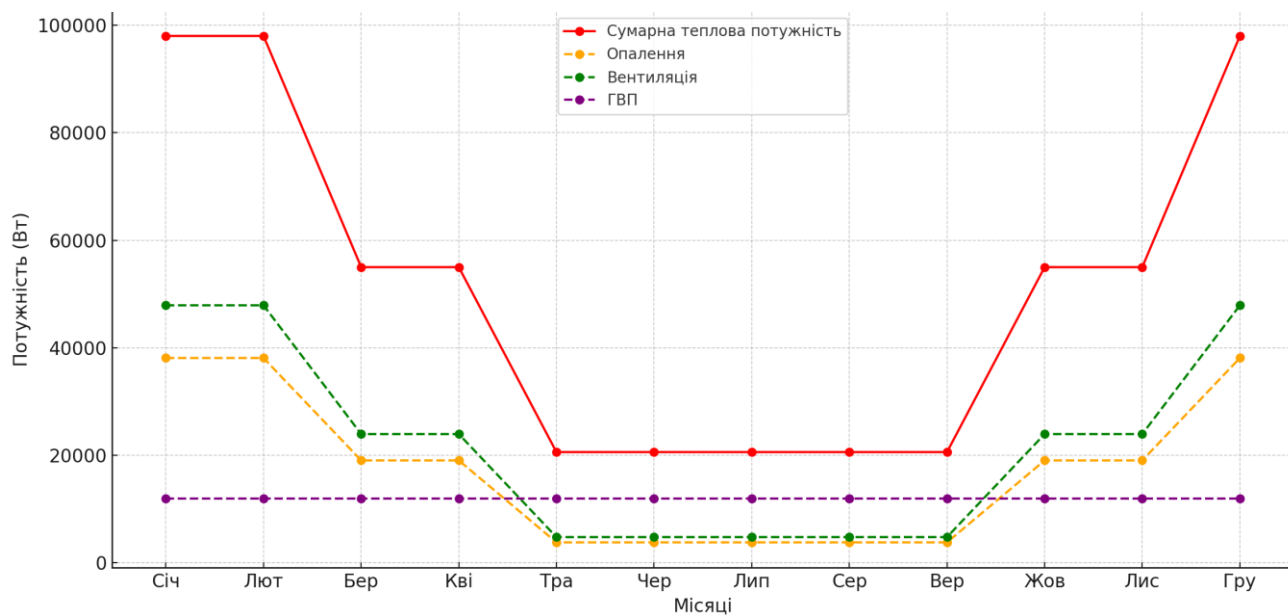


Рис. 8.1 Розподіл споживання теплової енергії протягом року

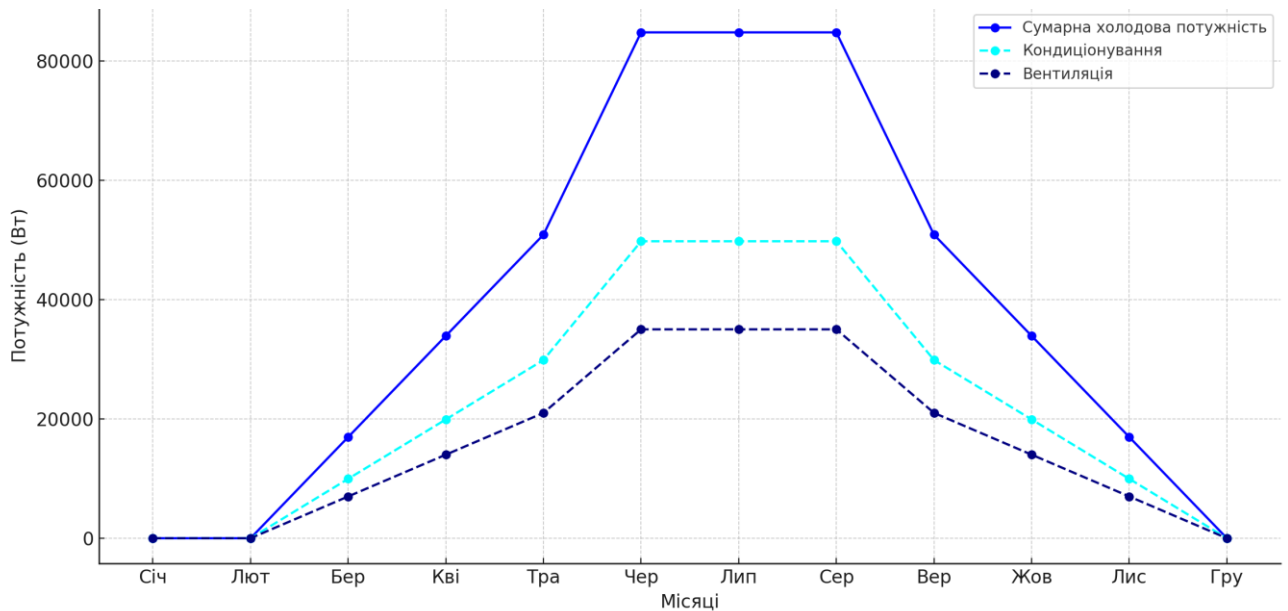


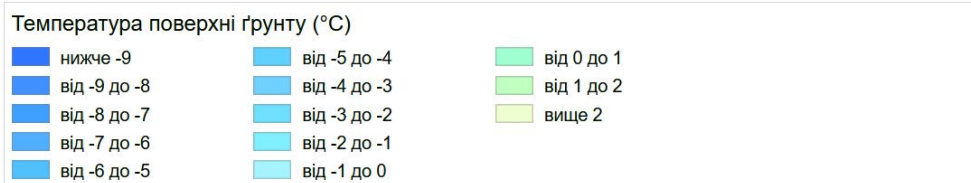
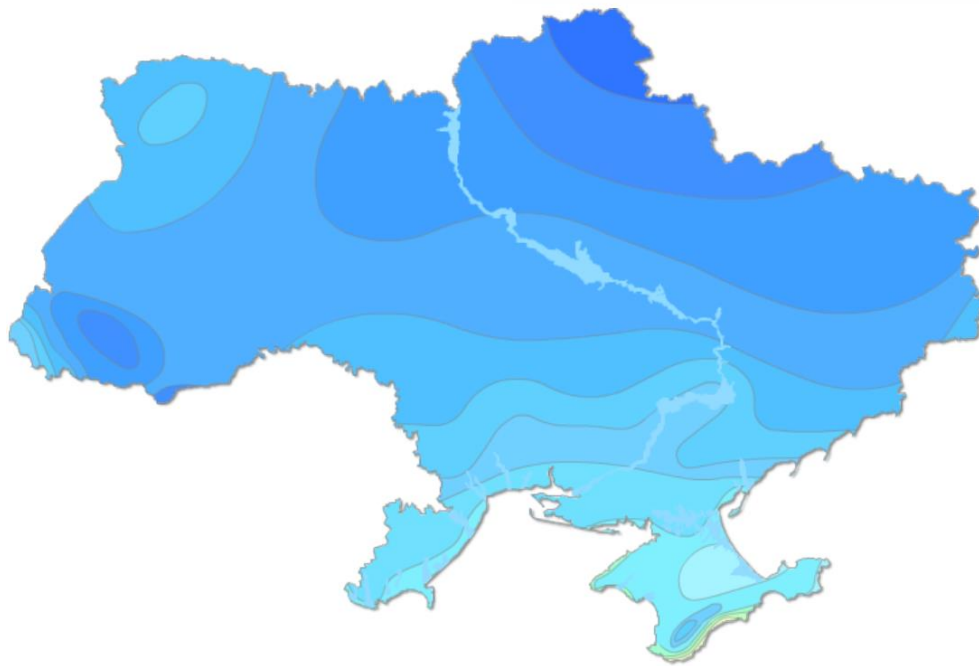
Рис. 8.2 Розподіл споживання холоду протягом року

Проводимо моделювання системи вертикального (зондового) теплового насосу глибиною 70 м за різними співвідношеннями опалення до охолодження протягом шести років, щоб чітко продемонструвати змінні закономірності. Результати температур рідини та коефіцієнтів корисної дії (COP) двох теплових насосів при трьох співвідношеннях опалення до охолодження зображені на рис. 8.3 і 8.4 відповідно.

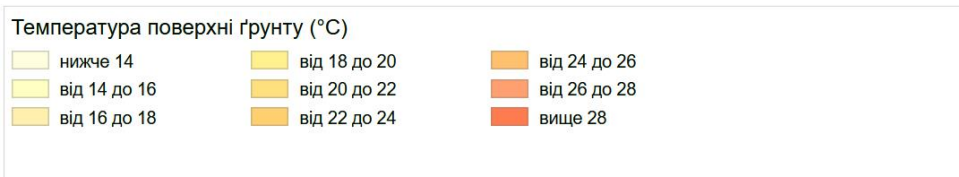
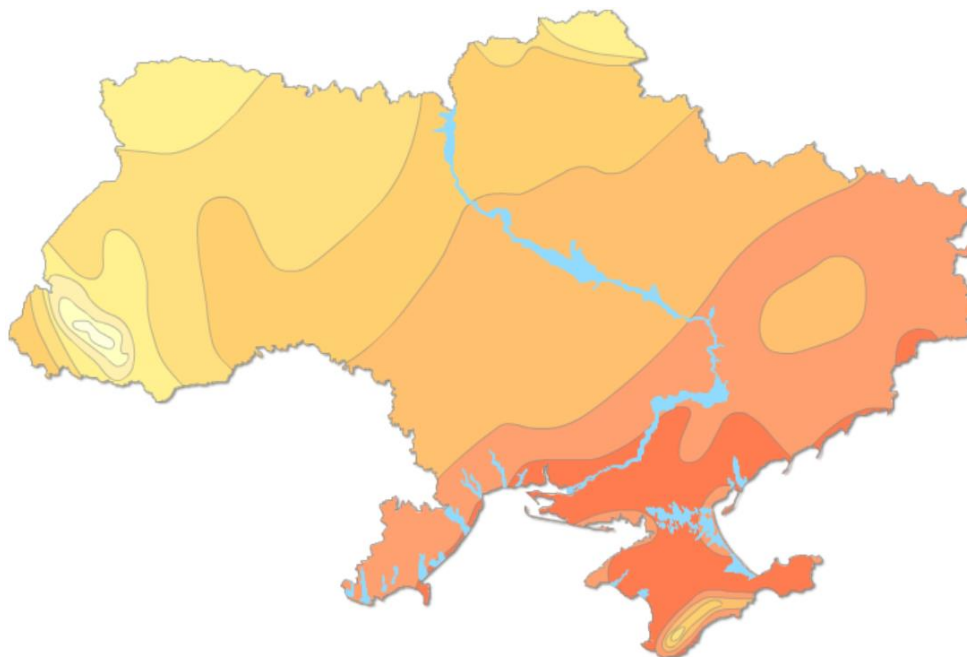
Моделювання виконуємо на базі математичної моделі, що враховує процеси перенесення теплоти та вологи у прошарках ґрунту вздовж осей x , y та z , у програмному комплексі SCI LAB. При цьому враховуємо наступні граничні умови: параметри температури на поверхні землі було взято з графіків 8.3 та рис. 8.4 для відповідних місяців (вісь x), температури ґрунту (осі y та z) за рис. 7.3, а поровий тиск всередині ґрунту (тиск вологонасичених прошарків) у межах $-1,77 \times 10^4$ Па до $-2,24 \times 10^7$ Па.

Як показано на рис. 8.4, швидке зниження температури рідини спостерігається на першому тижні першого року, незалежно від співвідношення опалення до охолодження, через високі потреби в опаленні в січні. Температура вхідної рідини, яка була нижче 0°C , залишалася такою протягом 2–3 місяців у першому році за різних сценаріїв співвідношень опалення до охолодження, після чого температура рідини поступово підвищувалася вище точки замерзання води, головним чином через збільшення попиту на охолодження. Тому вибір відповідного теплоносія з низькою точкою замерзання був важливим для цієї системи, особливо для забезпечення її ефективності в перший рік. У довгостроковій перспективі чітко спостерігається загальна тенденція до зниження температури рідини при співвідношенні опалення до охолодження 6:1 або 2,4:1 у вертикальній системі, на відміну від стабільного річного циклу, що спостерігається в горизонтальній системі. В порівнянні з цим, коли співвідношення опалення до охолодження зменшується до 1:1, тобто більше тепла вводиться в ґрунт кожного року через вертикальні свердловини, спостерігається загальна тенденція до підвищення температури рідини.

						Арк.
					Пояснювальна записка	
	№ докум.	Підпис	Дата			87



А



Б

Рис. 8.2 Зміна температури поверхні ґрунту в Україні:
а – холодний період року (січень); б – теплий період року (липень)

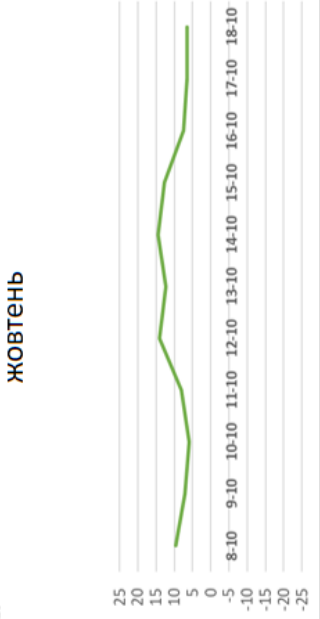
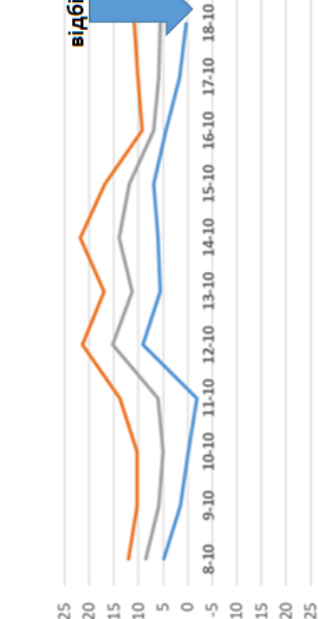
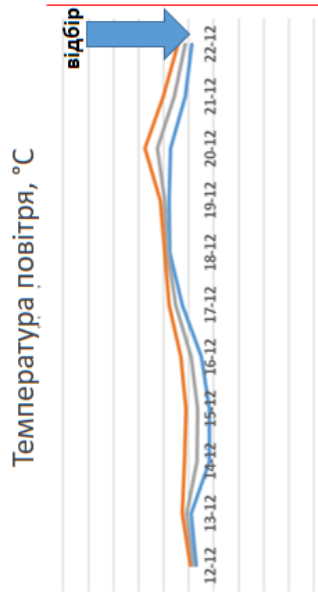
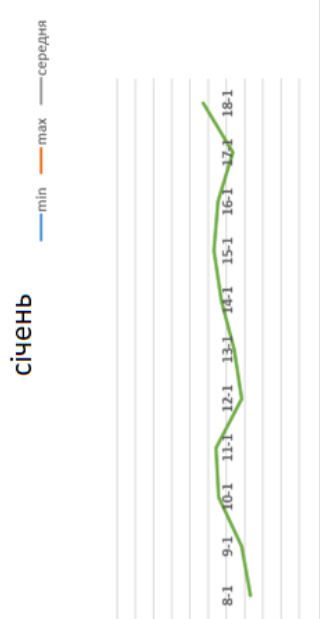
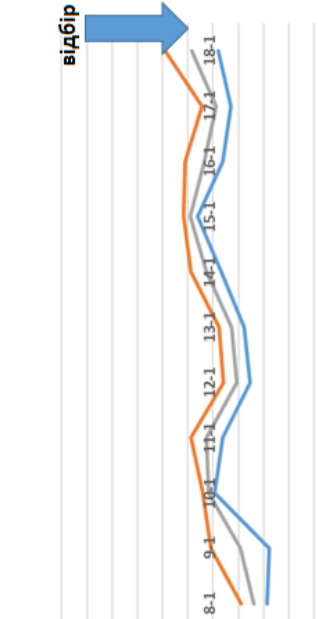


Рис. 8.3 Зміна температури поверхні ґрунту в Київській області

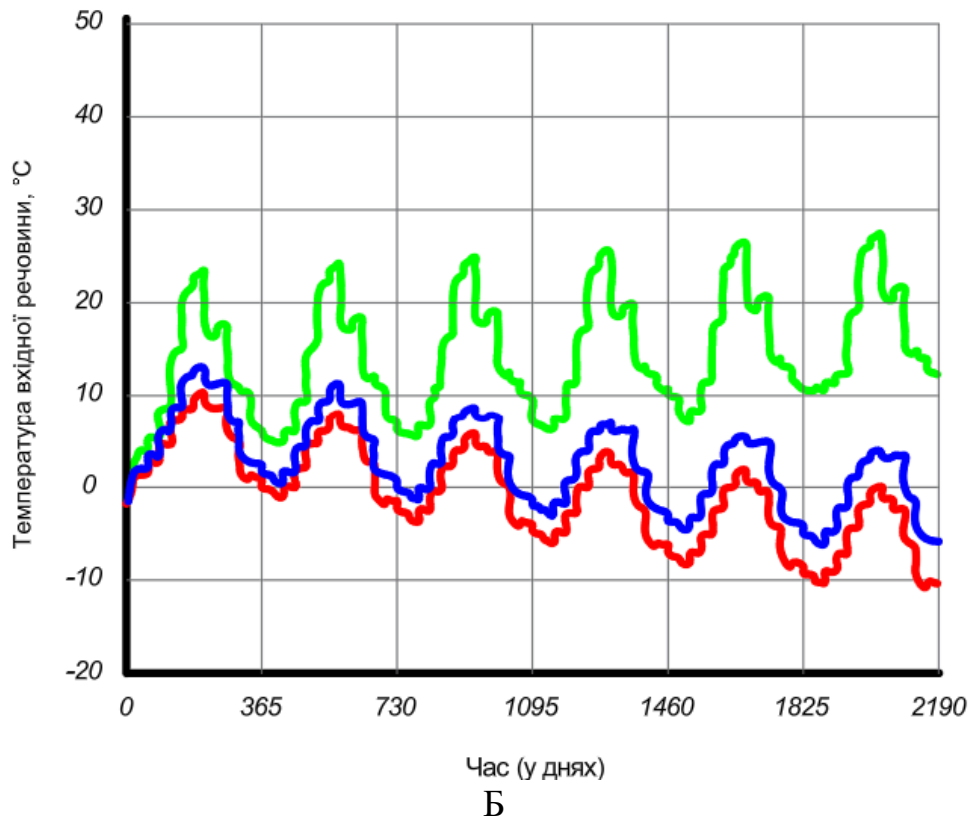
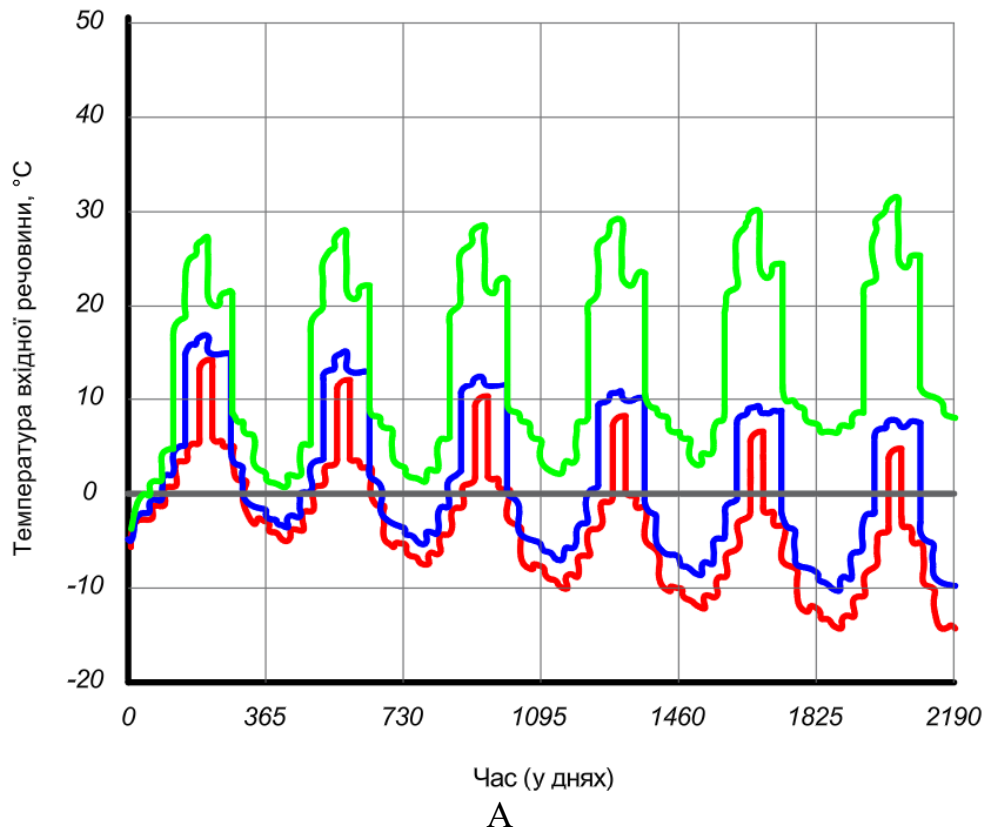


Рис. 8.4 Зміни (а) вхідної та (б) вихідної температури теплоносія вертикальної геотермальної теплової насосної системи:
червоне - 6:1; блакитне - 2,4:1 та зелене - 1:1

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		90

На базі розглянутого у [31] підходу та графіків рис. 8.4 створюємо графіки (рис. 8.5) зміни COP та параметрів подаючого та зворотнього теплоносія ґрунтового теплового насоса через три роки його функціонування для теплового насоса, що забезпечує функціонування даної будівлі. Після приблизно трьох років обидва параметри — температури рідини та COP — досягли сталого річного циклу, незалежно від співвідношення опалення до охолодження. Така циклічна поведінка була очікувана, оскільки вона пов'язана з річними змінами температури на поверхні ґрунту, тиском порової води, а також сталими температурою ґрунту та насиченням на дні моделюваної області. Це також підтверджують дослідження міжнародної наукової спільноти [32].

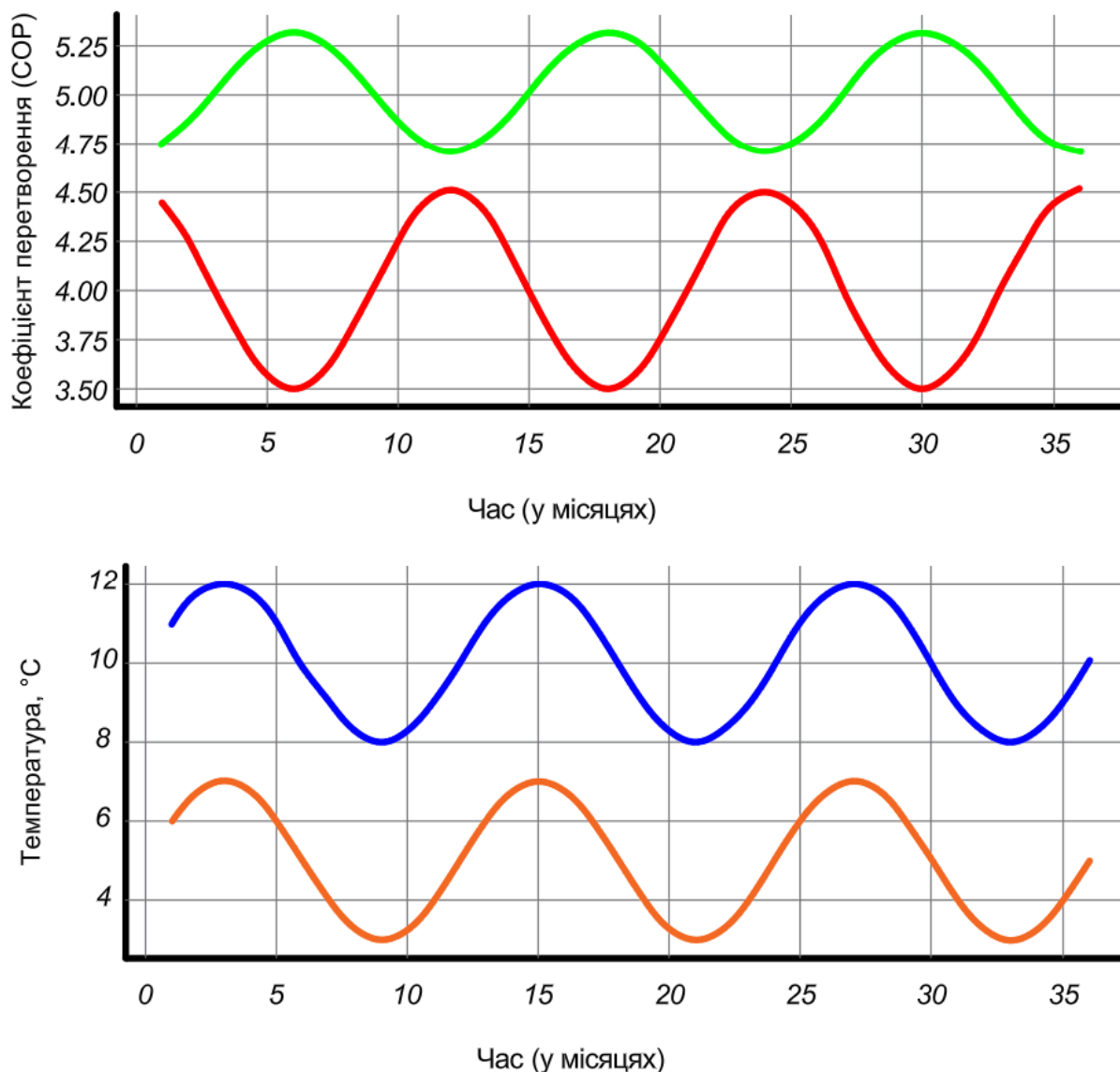


Рис. 8.5. Графік зміни параметрів роботи теплового насоса через 3 роки роботи: **COP:** Нижній графік показує варіацію COP для опалення (червона лінія) та охолодження (зелена лінія), де значення змінюються протягом року через сезонні зміни навантажень та ефективності
Температура: Лінії на верхньому графіку демонструють коливання температури на вході (синя лінія) і виході (помаранчева лінія) теплового насоса із сезонними змінами

8.4 ВПЛИВ ГРУНТОВОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСУ НА ГРУНТ

Ефективність роботи теплової насосної системи для постачання тепла та холоду на основі ґрунтового теплообмінника залежить від енергетичної ефективності процесів, які відбуваються як в самому теплообміннику, так і в шарі ґрунту навколо нього. При переохолодженні ґрунту, тобто при зміні його фазового стану, важливо мати точні дані про те, як змінюється температурне поле навколо теплої труби під час роботи системи.

Теплова ґрунтова труба (рис. 8.3) має вигляд круглого циліндра, де $0 \leq r \leq r_{TP}$, $l_1 \leq z \leq l_3$ (заглиблена частина $l_1 \leq z \leq l_2$), $0 \leq \varphi \leq 2\pi$. Вона складається з двох коаксіально розташованих труб (зовнішньої 1 і внутрішньої 2), де r_{TP} — це радіус зовнішньої труби 2, φ — кутова координата в площині, перпендикулярній до осі ґрунтового теплообмінника, а z — координата по висоті ґрунтового теплообмінника. Теплоносій надходить в ґрунтовий теплообмінник через вхідний патрубок 3, потім по внутрішній трубці 2, яка виготовлена з теплоізоляцією, спускається на глибину близько 70 м, де змінює напрямок і вступає в контакт з зовнішньою стінкою ґрунтового теплообмінника. Омиваючи цю стінку, теплоносій забирає тепло з ґрунту, нагрівається і подається через теплоізолюваний патрубок 4 до теплового насоса, а далі — до кінцевого споживача тепла.

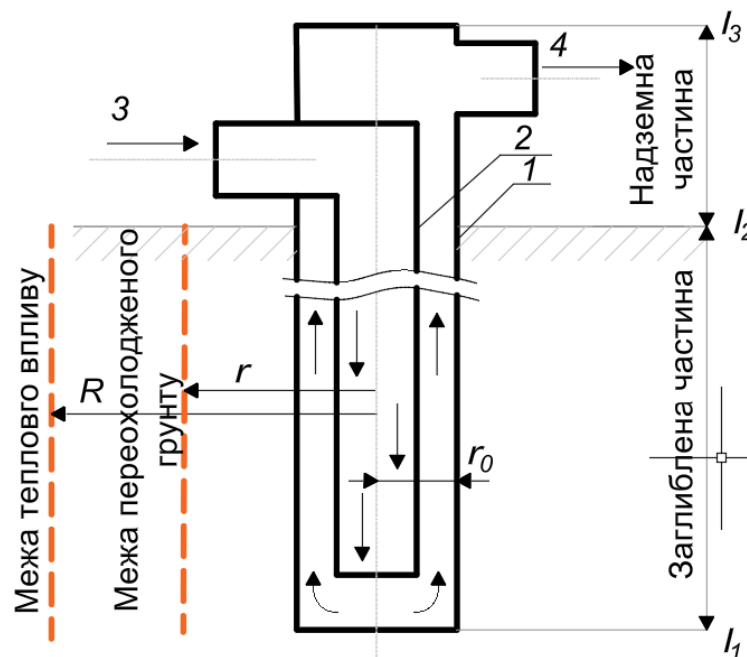


Рис. 8.6 Теплова ґрунтова труба:

- 1 — зовнішня труба, 2 — внутрішня труба,
3 — вхід теплоносія, 4 — вихід теплоносія

Для ґрунтових теплових труб характерно те, що під час роботи теплової насосної системи тепло- та холодостачання навколо заглибленої частини ГТ може утворюватися стовп переохолодженого ґрунту, діаметр якого з часом збільшується. Швидкість зміни діаметра цього стовпа ґрунту залежить від

						Арк.
					Пояснювальна записка	
	№ докум.	Підпис	Дата			92

величини теплового потоку, який відводиться ґрунтовим теплообмінником, та потоку теплоти, що надходить від охолодженого шару ґрунту до ґрунтової теплової труби. У періоди вимикання теплової труби відбувається відновлення природного температурного поля, тобто підвищення температури ґрунту навколо ґрунтового теплообмінника.

При вивченні теплового режиму теплової труби постає завдання визначення нестационарного температурного поля в навколишньому ґрунті при заданій інтенсивності процесу відведення теплоти, що залежить від типу та конструкції ґрунтової теплової труби. Для розв'язання цієї задачі необхідно враховувати кліматичні характеристики району експлуатації (температура повітря (рис. 8.3), швидкість вітру (рис. 8.4), сонячна радіація), початкову температуру ґрунту, його теплофізичні параметри, конструктивні характеристики ґрунтового теплообмінника. При цьому необхідно враховувати два взаємопов'язані процеси: промерзання (або відтаювання) ґрунту під впливом охолоджувальних пристроїв та атмосфери і теплообмін між ґрунтом і ґрунтовою тепловою трубою. Тому задачу слід розглядати як спільну для системи "ґрунт — ґрунтова труба — навколишнє середовище".

Розподіл задачі на дві частини — внутрішню та зовнішню — обґрунтований тим, що для вирішення рівняння нестационарної теплопровідності в ґрунті, що оточує різні за конструкцією теплові труби, застосовуються однакові методи, тоді як внутрішній теплообмін залежить від типу та конструкції теплообмінника.

На першому етапі (коли геотермальний теплообмінник працює в режимі відведення тепла від ґрунту) розглядається питання заморожування та подальшого охолодження ґрунту навколо вертикально заглибленої частини теплової труби. Задача Стефана полягає у визначенні температури $t=t(r,z,\varphi,\tau)$ та поверхні фазового фронту $z=z(r,\varphi,\tau)$ в коаксіальній області (рис. 8.2), яка оточує трубу в ґрунті, де τ — час спостереження. Цю задачу будемо вирішувати, припускаючи радіальну циліндричну симетрію, коли вихідні дані та розв'язок не залежать від φ .

Математично задача формулюється за допомогою двох рівнянь теплопровідності для талого та замерзлого ґрунту з урахуванням граничних умов Стефана на рухомій межі фазового переходу і граничних умов другого та третього роду на обмежуючих поверхнях. Для неоднорідного ґрунту на поверхнях розділу шарів повинні виконуватися граничні умови четвертого роду.

Для одномірної задачі початкове розподілення температур є розв'язком стаціонарної задачі для талого ґрунту з відповідними граничними умовами. Задача нестационарного теплообміну теплової труби з ґрунтом в плоскій осесиметричній постановці формулюється наступним чином (припускається, що фазові переходи вологи в порах ґрунту під час теплообміну відсутні, що може

								Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата	Пояснювальна записка			93

мати місце або при від'ємній температурі ґрунту, або при відсутності вологи в ґрунті)

Для практичних розрахунків зміни радіуса переохолодженого ґрунту з часом можна використовувати формулу [31]:

$$r = -4E - 13\tau^3 + 2E - 09\tau^2 + 4E - 0.6\tau + 0.0247 \quad (8.5)$$

$$R^2 = 0.9955 \quad (8.6)$$

На базі даної формули побудовано графік:

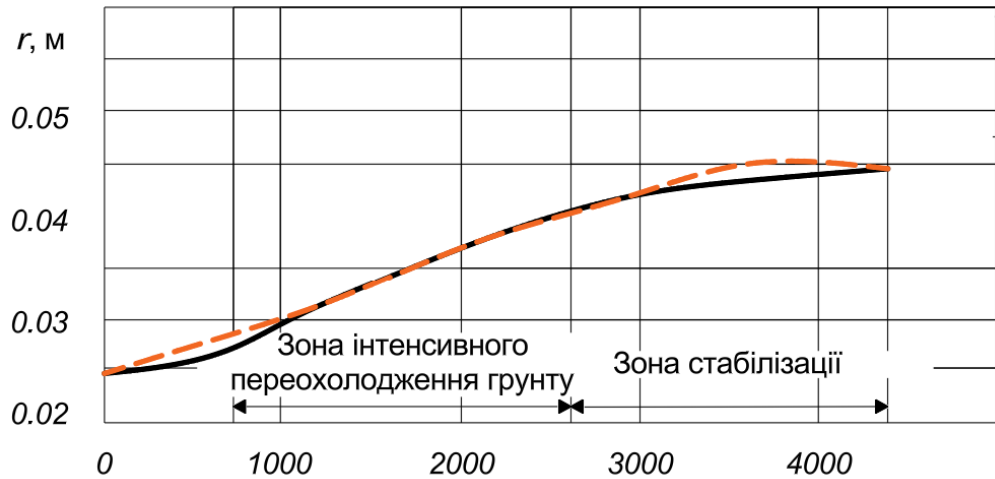


Рис. 8.7 Зміна радіуса переохолодження ґрунту у часі

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 Будівельна кліматологія [Чинні від 2011-11-01] – К.: Мінрегіон України, 2011. – 127 с.
2. ДБН В.2.6-31:2021 Теплова ізоляція та енергоефективність будівель. – К.: Мінрегіон України, 2022. – 27 с.
3. ДСТУ 9191:2022 Теплоізоляція будівель. Метод вибору теплоізоляційного матеріалу для утеплення будівель. Прийнято наказом ДП «Український науково- дослідний і навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості» від 10.06.2022 р. № 201, чинний з 01.03.2023 р.
4. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. [Чинні від 2014-01-01]. – К.: Мінрегіон України, 2014. – 149 с.
5. ДБН В.2.2-9:2018 Будинки і споруди. Громадські будинки та споруди. Основні положення. Зміна № 1 [Чинні від 2022-09-01]. – К.: Мінрегіонбуд України, 2022. – 49 с.
6. В. Коновалюк, А. Москвітіна, М. Шишина Опалення, вентиляція, охолодження та газопостачання житлового будинку: методичні вказівки до виконання практичних занять та курсового проектування з дисципліни «Інженерне обладнання будівель і споруд: теплогазопостачання і вентиляція» для студентів спеціальності 191 «Архітектура та вістобудування» ОПП «Архітектура та містобудування» – К.: КНУБА, 2023. – 104 с.
7. Москвітіна А., Шишина М., Пєфтева І. Розрахунок надходження шкідливостей до приміщень житлових та громадських будівель: метод. вказів. до практич. занять, курс. та дипломного проектування: для студ. спец. 192 "Буд-во та цивіл. інженерія" ОПП "Теплогазопост. і вентиляція". Київ: КНУБА, 2023. 60 с.
8. Пирков В. В. Особливості проектування сучасних систем водяного опалення. – К.: «Такі справи», 2003.– 176 с.

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		95

9. Пирков В.В. Danfoss: Одно- і двотрубні системи водяного опалення гідравлічні і економічні відмінності // Ринок інсталяційний. – 2004. - №3. – С.46-47.
10. Любарець О.П., Зайцев О.М., Любарець В.О. Проектування систем водяного опалення: посібник для проектувальників, інженерів і студентів технічних ВНЗів. – Відень-Київ-Симферополь: ГЕРЦ Арматурен Г.м.б.Х, 2010.
11. Мілейковський В. О. Вентиляція індивідуального житлового будинку: навч. посібник / В. О. Мілейковський, Л. М. Котелков. – Дніпро: «Середняк Т. К.», 2018. – 156 с.
12. Зінич П.Л. Вентиляція громадських будівель. Навчальний посібник. - К.: КНУБА, 2002.-256 с.
13. Боженко, М. Ф. Системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря будівель [Електронний ресурс] : навчальний посібник для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М. Ф. Боженко ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 11,7 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 380 с.: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/30248>. / (дата звернення: 09.05.2024). – Назва з екрана.
14. Вентиляційне обладнання житлових та громадських будівель / уклад.: В84 Вакуленко Д.І. – Київ: КНУБА, 2024. – 84 с.
15. Про енергетичну ефективність: Закон України від 21.10.2021 р. – Відомості Верховної Ради України (ВВР), 2022, № 2, ст.8.
16. Li C., Mao J., Zhang H., Xing Z., Li Y., and Zhou J., Numerical simulation of horizontal spiral-coil ground source heat pump system: sensitivity analysis and operation characteristics, Applied Thermal Engineering. (2017) 110, 424–435, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.08.134>, 2-s2.0-84984856686.
17. Sedaghat A., Habibi M., and Hakkaki-Fard A., A novel ground thermal recovery system for horizontal ground heat exchangers in a hot climate, Energy

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		96

Conversion and Management. (2020) 224,
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113350>, 113350.

18. Gao Y., Fan R., Li H. S., Liu R., Lin X. X., Guo H. B., and Gao Y. T., Thermal performance improvement of a horizontal ground-coupled heat exchanger by rainwater harvest, *Energy and Buildings*. (2016) 110, 302–313, <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.10.030>, 2-s2.0-84947723278.
19. Kayaci N. and Demir H., Long time performance analysis of ground source heat pump for space heating and cooling applications based on thermo-economic optimization criteria, *Energy and Buildings*. (2018) 163, 121–139, <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.12.034>, 2-s2.0-85041201870.
20. Hein P., Kolditz O., Görke U.-J., Bucher A., and Shao H., A numerical study on the sustainability and efficiency of borehole heat exchanger coupled ground source heat pump systems, *Applied Thermal Engineering*. (2016) 100, 421–433, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.02.039>, 2-s2.0-84960145555.
21. Li C., Cleall P. J., Mao J., and Muñoz-Criollo J. J., Numerical simulation of ground source heat pump systems considering unsaturated soil properties and groundwater flow, *Applied Thermal Engineering*. (2018) 139, 307–316, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.04.142>, 2-s2.0-85046638602.
22. Soltani M., Farzanehkhameh P., Kashkooli F. M., Al-Haq A., and Nathwani J., Optimization and energy assessment of geothermal heat exchangers for different circulating fluids, *Energy Conversion and Management*. (2021) 228, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113733>, 113733.
23. Boughanmi H., Lazaar M., Bouadila S., and Farhat A., Thermal performance of a conic basket heat exchanger coupled to a geothermal heat pump for greenhouse cooling under Tunisian climate, *Energy and Buildings*. (2015) 104, 87–96, <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.07.004>, 2-s2.0-84938153672.
24. Benli H., A performance comparison between a horizontal source and a vertical source heat pump systems for a greenhouse heating in the mild climate Elaziğ, Turkey, *Applied Thermal Engineering*. (2013) 50, no. 1, 197–206, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.06.005>, 2-s2.0-84866495178.

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		97

25. Lee J.-U., Kim T., and Leigh S.-B., Applications of building-integrated coil-type ground-coupled heat exchangers—comparison of performances of vertical and horizontal installations, *Energy and Buildings*. (2015) 93, 99–109, <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.02.020>, 2-s2.0-84925601255.
26. Yin P., Pate M., and Battaglia F., In-field performance evaluation and economic analysis of residential ground source heat pumps in heating operation, *Journal of Building Engineering*. (2019) 26, <https://doi.org/10.1016/j.jobe.2019.100932>, 2-s2.0-85071263293, 100932.
27. Aresti L., Christodoulides P., and Florides G. A., An investigation on the environmental impact of various ground heat exchangers configurations, *Renewable Energy*. (2021) 171, 592–605, <https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.02.120>.
28. Gao W., Masum S., Black J., and Thomas H. R., Improving computational efficiency of numerical modelling of horizontal ground source heat pump systems for accommodating complex and realistic atmospheric processes, *Geothermics*. (2022) 106, <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2022.102568>, 102568.
29. Philip J. R. and De Vries D. A., Moisture movement in porous materials under temperature gradients, *Eos, Transactions American Geophysical Union*. (1957) 38, no. 2, 222–232, <https://doi.org/10.1029/TR038i002p00222>, 2-s2.0-84981755275.
30. Brooks R. H. and Corey A. T., *Hydraulic Properties of Porous Media*, 1964, Colorado State University, Fort Collins, USA.
31. Gao, Technical performance comparison of horizontal and vertical ground-source heat pump systems, *J. GeoEnergy*, № 2023.

					Пояснювальна записка	Арк.
		№ докум.	Підпис	Дата		98