

Хмельницький національний університет  
Факультет інженерії, транспорту та архітектури  
Кафедра машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем

## КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

### Розробка енергоефективної природної системи кондиціонування

Галузь знань 14 «Електрична інженерія»  
Шифр, назва  
Спеціальність 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»  
Шифр, назва  
Освітня програма «Електропобутова техніка»

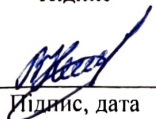
Шифр МРМА 23.00.00.000 ПЗ

Виконав студент 2 курсу  
група ЕТм-22-1

  
Підпис

О. В. Жук  
Ініціали, прізвище

Керівник

  
Підпис, дата

доц. В. С. Неймак  
Ініціали, прізвище

Нормоконтролер

  
Підпис, дата

С.І. Пуканк  
Ініціали, прізвище

До захисту допускаю:

Зав. кафедри МАЕЕС  
23 12 2023 р.

  
Підпис, дата

проф. О. С. Поліщук  
Ініціали, прізвище

Хмельницький 2023



### 6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата   |                  |
|--------|---|----------------|------------------|
|        |   | завдання видав | завдання прийняв |
|        |   |                |                  |
|        |   |                |                  |
|        |   |                |                  |
|        |   |                |                  |
|        |   |                |                  |
|        |   |                |                  |
|        |   |                |                  |

7. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| Назва етапів (розділів) кваліфікаційної роботи   | Строк виконання етапів роботи | Примітка |
|--|-------------------------------|----------|
| 1. Огляд та аналіз існуючих з технологічних та технічних рішень тематики магістерської роботи. | до 30.10.23р.                 |          |
| 2. Розробка природної системи опалення та охолодження приміщень                                | до 10.11.23р.                 |          |
| 3. Розрахункова частина  | до 20.11.23р.                 |          |
| 4. Оформлення пояснювальної записки та графічного матеріалу                                    | до 12.12.23р.                 |          |
|  |                               |          |
|  |                               |          |
|  |                               |          |

Студент

Жук  
Підпис

О.В. Жук  
Ініціали, прізвище

Керівник роботи

Неймак  
Підпис

В.С. Неймак  
Ініціали, прізвище

# АНОТАЦІЯ

до магістерської роботи студента  
спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка  
та електромеханіка».

1. Прізвище, ім'я та по батькові \_\_\_\_\_

Жук Олександр Володимирович

2. Тема магістерської роботи Розробка енергоефективної природної системи кондиціонування

3. Прізвище, ініціали, вчена ступінь та звання опонента \_\_\_\_\_

4. Об'єм магістерської роботи: креслень 8 арк., сторінок записки 75

5. Науковці дедалі частіше звертають увагу на ті джерела енергії, які до теперішнього часу не використовувалися взагалі або використовувалися у дуже обмеженому спектрі народного господарства. Одним з таких джерел енергії є теплова енергія поверхневих шарів ґрунту, використання якої не забруднює навколишнє середовище. Її використання дозволяє розв'язувати ряд важливих принципових задач по створенню високоякісних, економічних, екологічно чистих та надійно працюючих об'єктів нової техніки що відповідають високим вимогам практики. Однак широке застосування енергії поверхневих шарів ґрунту для опалення та охолодження приміщень затримується через відсутність теоретичних напрацювань та конструкторських рішень. В магістерській роботі здійснюється розробка енергоефективної природної системи кондиціонування, що є актуальним як для домашнього використання, так і для навчальних потреб. В розрахунково-пояснювальній записці наведено всі необхідні розробки, а також розділи, що відповідають встановленим вимогам. В першому розділі проведено огляд та аналіз існуючих технічних та технологічних рішень з тематики магістерської роботи. В другому розділі здійснюється розробка природної системи опалення та охолодження приміщень. В третьому розділі проведено необхідні розрахунки, зокрема системи опалення та охолодження приміщень та розроблено систему автоматичного регулювання температурного режиму приміщення.

Підпис студента \_\_\_\_\_

Жук

" \_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ р.

## РІШЕННЯ ЕК:

Протокол № 1 від " 26 " 12 2023 р.

Оцінка проекту ЕК добре 4,5/5  
Рекомендації ЕК \_\_\_\_\_

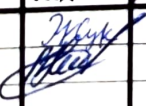



Особливі відмітки \_\_\_\_\_

Технічний секретар \_\_\_\_\_

" 26 " 12 20 23 р.

## ЗМІСТ

|   |    |
|---|----|
| Вступ.....  | 5  |
| 1 <sub>x</sub> Огляд та аналіз існуючих технологічних та технічних рішень з тематики магістерської роботи ..... | 7  |
| 1.1 Аналіз існуючих систем опалення.....  | 7  |
| 1.2 Особливості природних систем опалення .....   | 13 |
| 1.3 Аналіз систем передачі тепла.....   | 22 |
| 2 <sub>x</sub> Розробка природної системи опалення та охолодження приміщень.....                                | 37 |
| 2.1 Розробка конструкції природної системи опалення та охолодження приміщень.....                               | 37 |
| 2.2 Оцінка доцільності використання теплової енергії поверхневих шарів ґрунту.....                              | 41 |
| 3 <sub>x</sub> Розрахункова частина .....   | 48 |
| 3.1 Оцінка можливостей та працездатності природної системи опалення та охолодження приміщень .....              | 48 |
| 3.2 Аналітичні дослідження системи опалення та охолодження приміщень.....                                       | 58 |
| 3.3 Розробка системи автоматичного регулювання температурного режиму приміщення .....                           | 65 |
| Висновки.....   | 72 |
| Перелік джерел посилання.....   | 73 |

|                      |      |              |   |      |   |        |       |               |
|----------------------|------|--------------|---|------|---|--------|-------|---------------|
| МРМА 23.00.00.000 ПЗ |      |              |   |      |   |        |       |               |
| Зм.                  | Арк. | №докум.      | Підпис  | Дата | Розробка енергоефективної природної системи кондиціонування | Літера | Аркуш | Аркушів       |
| Виконав              |      | Жук О.В.     |  |      |   |        |       | 4             |
| Перевір.             |      | Неймак В.С.  |  |      |   |        |       |               |
| Н.контр.             |      | Пундик С.І.  |  |      |   |        |       |               |
| Затвер.              |      | Полещук О.С. |  |      |   |        |       | ХНУ, ЕТМ-22-1 |





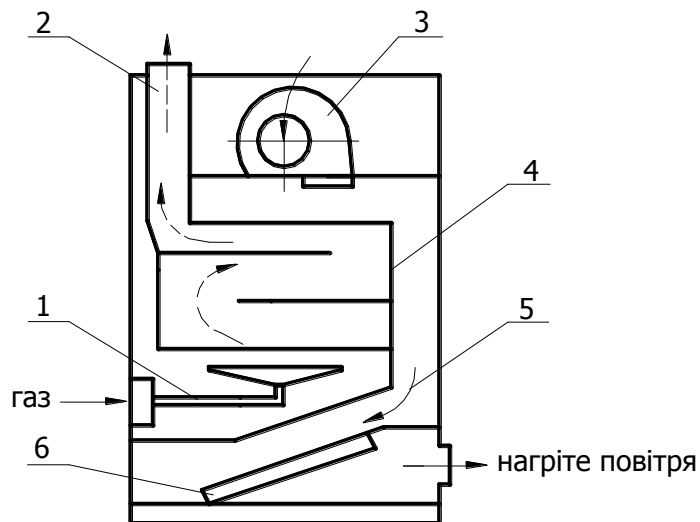
# 1. ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТА ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ З ТЕМАТИКИ МАГІСТЕРСЬКОЇ РОБОТИ

## 1.1 Аналіз існуючих систем опалення

Система опалення - це сукупність технічних елементів, призначених для вироблення, передавання та переміщення кількості тепла, необхідного для підтримання постійної температури в усіх опалювальних приміщеннях. Системи опалення можна розділити на локальні системи опалення та централізовані системи опалення.

До місцевих систем опалення належать електричне, газове (коли газ спалюють безпосередньо в системі опалення) і пічне опалення. Локальні системи опалення призначені для використання тільки в одній або двох кімнатах [1].

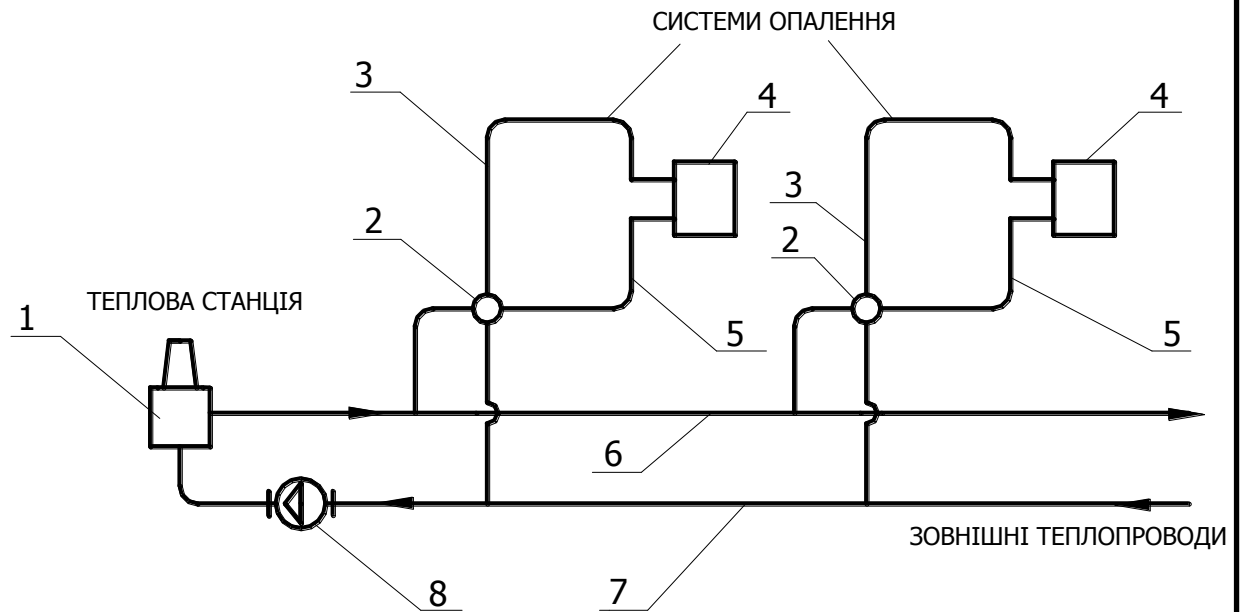
Прикладом локальної системи опалення є газоповітряна система опалення. (рисунок 1.1).



1 – газопальник; 2 – димохід; 3 – вентилятор; 4 – теплообмінник;  
5 – канали; 6 – повітряний фільтр

Рисунок 1.1 – Схема газоповітряного опалювального агрегату





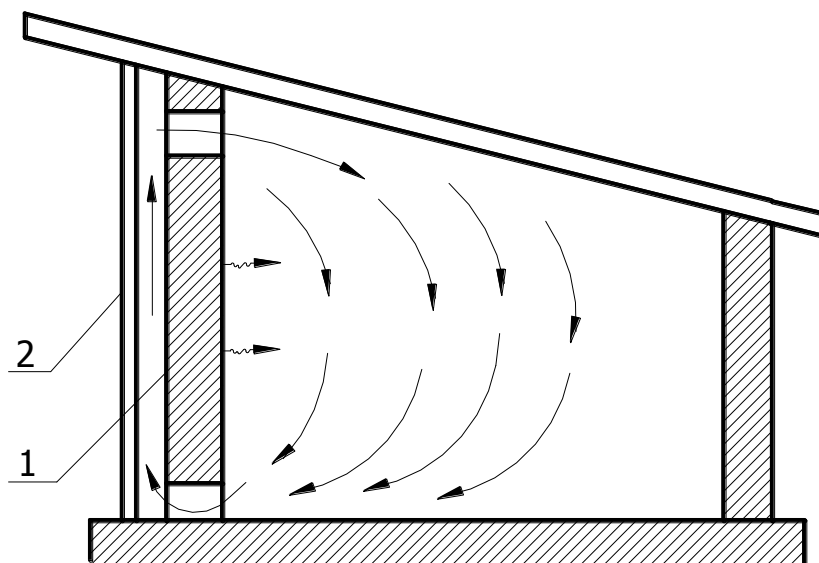
1 – приготування первинного теплоносія; 2 – місцевий тепловий пункт;  
 3 і 5 – внутрішні подаючі і зворотні теплопроводи; 4 – опалювальні  
 прилади; 6 і 7 – зовнішній подаючий і зворотний теплопроводи; 8 –  
 циркуляційний насос

Рисунок 1.2 – Принципова схема районної системи опалення:

Сучасні системи подачі тепла від ТЕЦ і великих теплових електростанцій у приватні будівлі використовують два теплоносії. Гарячий первинний теплоносій транспортується від ТЕЦ або електростанції до станції централізованого тепlopостачання (або окремої будівлі) розподільчим трубопроводом міської води і назад. Вторинний теплоносій нагрівається в теплообміннику (або змішується з первинним теплоносієм) і зовнішніми та внутрішніми трубами опалення надходить до опалювальних приладів у кожному опалювальному приміщенні, а потім назад у ЦТП.

Центральні системи опалення гарячою водою і повітрям проєктуються з природною циркуляцією теплоносіїв або механічною циркуляцією за допомогою насосів і вентиляторів. Системи парового опалення можна розділити на системи





1 – стіна-геліоприймач; 2 – остікління

Рисунок 1. 3 – Принципова схема пасивного гелеоопалення приміщень

Зважаючи на різноманітність конструкцій, такі системи класифікуються за такими критеріями

Тип первинного теплоносія - рідкий і повітряний;

Спосіб нагрівання первинного теплоносія - природна циркуляція (гравітаційна) і примусова циркуляція (насосна);

Температурний потенціал первинних теплоносіїв - високотемпературні (з концентраторами сонячного випромінювання), низькотемпературні та теплові насоси;

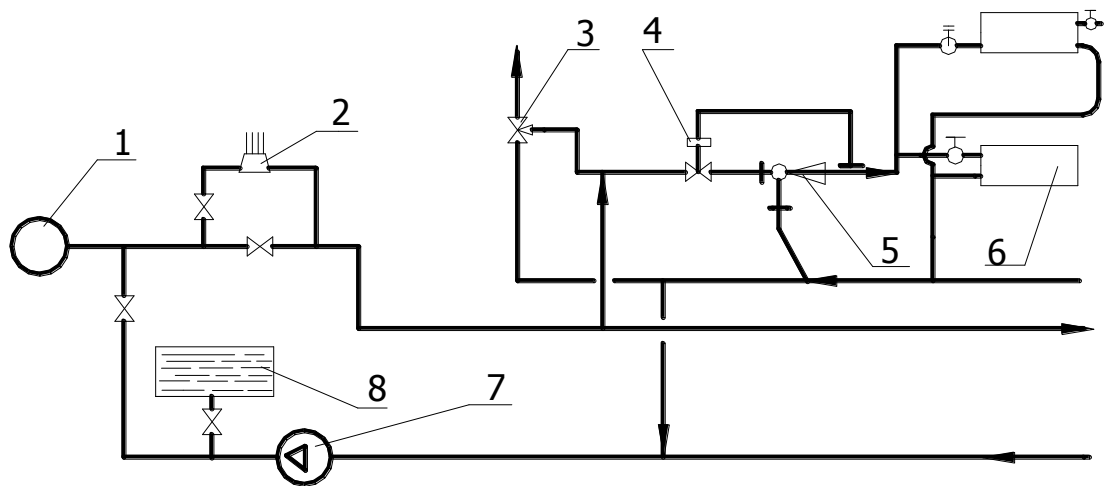
Способи зберігання теплової енергії - короткочасне і сезонне зберігання.

Принцип роботи рідинної системи ілюструє двоконтурна система активного опалення, представлена на малюнку 4. У гелеприймачі циркулююча охолоджувальна вода (наприклад, антифриз, вода) в первинному контурі 2 нагрівається в результаті поглинання сонячного випромінювання. Проміжний теплообмінник 3 нагріває воду, що надходить до акумулятора 4, звідки теплоносії тепловими трубами 5 надходять безпосередньо в нагрівальний блок 6 системи водяного опалення. Як правило, для









1 – свердловина; 2 – додаткове теплогенератор (котельня); 3 – зміщувальний вентиль; 4 – регулятор температури; 5 – водоструменевий елеватор; 6 – опалювальні прилади; 7 – циркуляційний насос; 8 – бак - акумулятор відпрацьованої води

Рисунок 1.5 – Безлизна комбінована геотермальна система теплопостачання з “піковим” підігрівом

Система має накопичувальний бак для стічних вод, з якого вони забираються для змішування з гарячою водою, температура якої регулюється централізовано. Об'єм накопичувального резервуара встановлюють залежно від дебіту свердловини, температури нагрітої геотермальної води і температури води, необхідної для транспортного трубопроводу системи опалення. Накопичувальні резервуари будуються у вигляді залізобетонних баків, занурених у ґрунт.

Під час проектування геотермальної системи теплопостачання необхідно враховувати відмінності між геотермальними і традиційними теплоносіями.

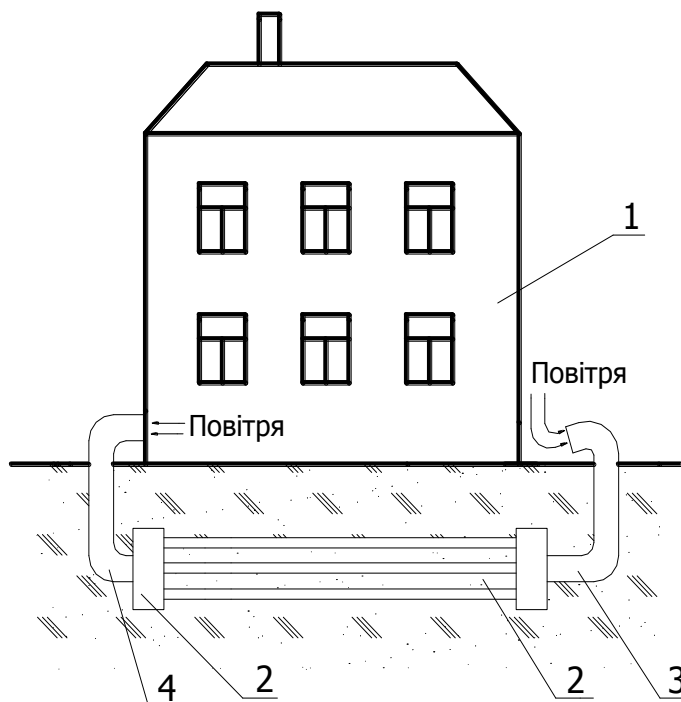
Геотермальна вода має такі характеристики







глибині залишається незмінною (8-10 °С), тому повітря підвищує свою температуру і надходить у будинок (1) через витяжні канали (2).



1 – будинок; 2 – теплообмінник; 3 – нагнітаючий повітропровід;  
4 – витяжний повітропровід

Рисунок 1.6 – Схема системи термостабілізації будівель

Наприклад, влітку гаряче повітря з температурою 30°C може бути охолоджене до 15-20°C завдяки тому самому теплообміну з шаром ґрунту і подане в будинок, що еквівалентно роботі кондиціонера без використання енергії для охолодження повітря.

### 1.3 Аналіз систем теплообміну

#### 1.3.1 Теплові труби та їхній розвиток



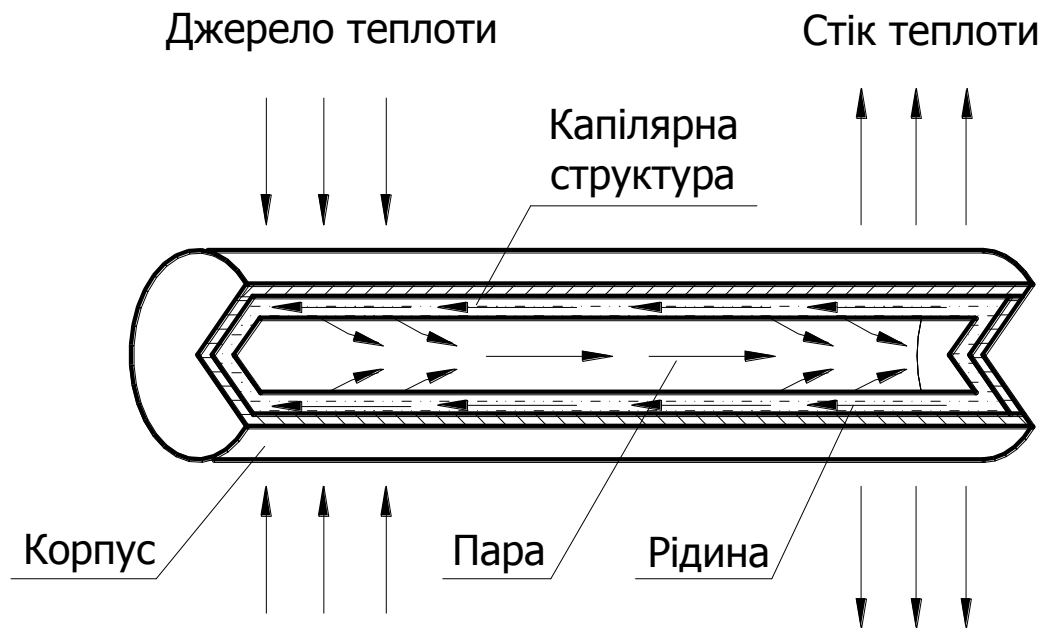


Рисунок 1.7 – Схема теплової труби

Тепловий потік подається від джерела тепла в зону випаровування рідини з поверхні капілярної структури, зверненої до шляху потоку пари. Під впливом градієнта тиску потік пари рухається паровими каналами в зоні транспортування до зони конденсації. Під час відведення тепла пара конденсується на поверхні капілярної структури, і в цій зоні під дією капілярних сил конденсат повертається в зону випаровування через капілярну структуру.

Робота теплової труби в стаціонарних умовах включає в себе такі процеси:

- 1) Зовнішній теплообмін між тілом теплової труби і навколишнім середовищем;
- 2) теплообмін за рахунок радіальної та осьової теплопровідності через тіло теплової труби; і
- 3) теплообмін у випарній зоні під час випаровування або кипіння охолоджувальної води; і
- 4) перенесення пари із зони випаровування в зону конденсації; і

5) теплообмін у зоні конденсації під час конденсації охолоджувальної рідини;

б) перенесення рідкого теплоносія із зони конденсації в зону випаровування через капілярні структури;

Ці процеси створюють відповідне температурне поле на поверхні корпусу теплообмінника. Вигляд цього температурного поля залежить від граничних умов передавання теплового потоку, інтенсивності процесу теплообміну в зоні теплообміну, фізичних властивостей теплоносія і конструкційних матеріалів, геометричних і конструктивних чинників.

Повна різниця температур по довжині теплообмінника,  $\Delta T_{t.t}$  (рис. 1.8), дорівнює різниці середніх температур поверхні посудини в зонах випаровування і конденсації і є основною характеристикою температурного поля в теплообмінниках.

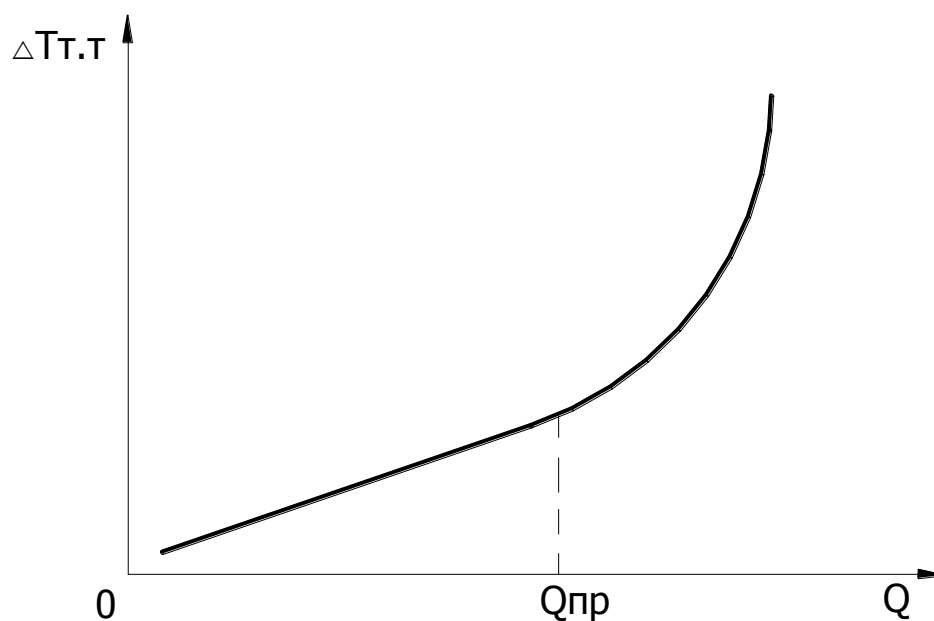
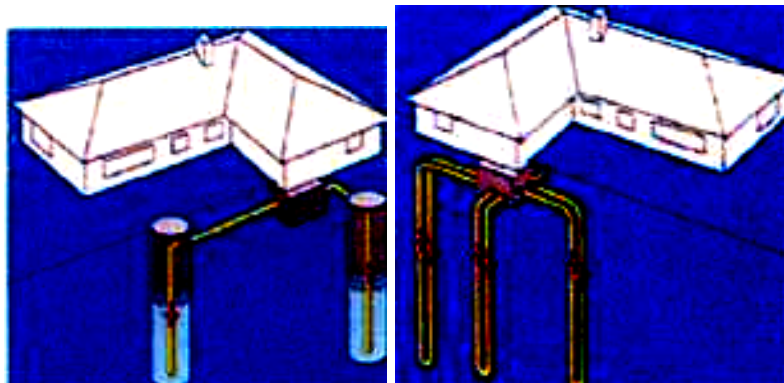


Рисунок 1.8 – Залежність перепаду температури по довжині корпусу від теплового потоку, що передається







а

б

а – ґрунтових вод; б – шарів ґрунту

Рисунок 1.9 – Схеми використання низькопотенційної енергії:

Тепловий режим поверхневого шару Землі формується під впливом двох основних чинників: сонячної радіації, що падає на поверхневий шар, і радіаційного теплового потоку з надр Землі. Сезонні та добові зміни інтенсивності сонячної радіації і температури зовнішнього повітря призводять до коливань температури у верхніх шарах ґрунту. Залежно від конкретних ґрунтово-кліматичних умов глибина проникнення добових коливань температури зовнішнього повітря та інтенсивності сонячної радіації, що падає, варіюється від кількох десятків сантиметрів до 1,5 метрів. Глибина, на яку проникають сезонні коливання температури зовнішнього повітря та інтенсивності падаючої сонячної радіації, зазвичай не перевищує 15-20 метрів.

Нижче цієї глибини температурний режим ґрунтового шару ("нейтральна зона") формується під впливом теплової енергії, яку приносять із надр Землі, і практично не залежить від сезонних і добових коливань зовнішніх кліматичних параметрів. Зі збільшенням глибини температура ґрунту підвищується відповідно до геотермічного градієнта (близько 3 °С на 100 м). Кількість тепла, що випромінюється з надр Землі, варіюється від місця до місця. У Центральній Європі це значення коливається між 0,05 і 0,12 Вт/м<sup>2</sup>.

У період експлуатації ґрунтовий масив, що перебуває в зоні теплового впливу ґрунтового теплообмінного регістра низькопотенційної ґрунтової системи



температури 75 градусів Цельсія; у другому теплообміннику витягнуте в такий спосіб "надлишкове тепло" передається воді в системі опалювального контуру. Газ повертається в рідину, і цикл може розпочатися знову після того, як робоча рідина буде зріджена розширювальним клапаном.

Що вища температура використовуваного природного джерела тепла, то кращий енергетичний баланс.

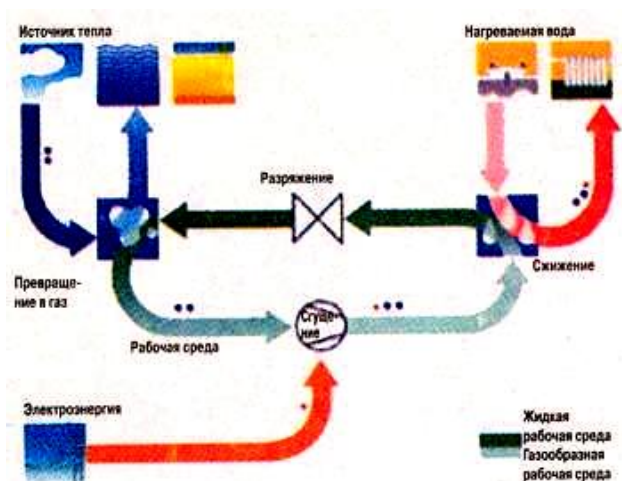


Рисунок 1.10 – Принципові схеми функціонування теплового насоса

Наприклад, розсільний тепловий насос, що використовує геотермальне тепло на глибині від одного до двох метрів, дає на рік у 3,5 рази більше тепла для опалення, ніж електроенергія, що витрачається на роботу компресора. Навіть якщо стовпчик термометра опускається нижче 10 градусів Цельсія, окремий котел не потрібен. Однак у соляної установки є слабе місце, коли вона оснащена додатковим насосом. Для передачі тепла від саду до підземного насоса необхідно встановити в землі великий колектор із синтетичними шлангами, якими циркулює морозостійка суміш води і гліколю. У випадку з новими будівлями осідання колектора не є проблемою, оскільки ділянку викопують до початку будівництва. Якщо ж колектори встановлюють у вже наявних будинках, то після руйнування саду їх, здебільшого, доводиться укласти назад. З цієї причини, особливо для



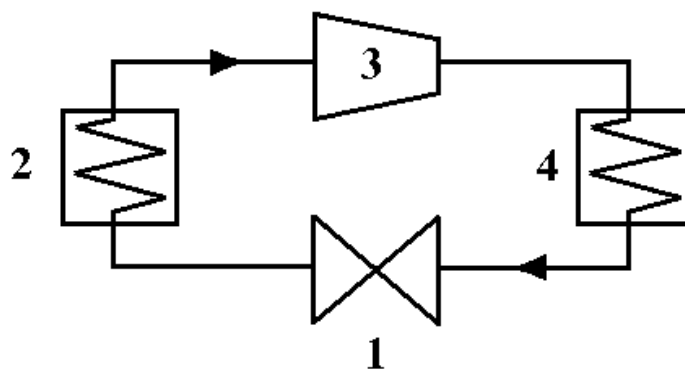
У промисловості ця технологія може також використовувати низькопотенційне відпрацьоване тепло або тепло, що отримується, наприклад, від промислових вод або води прилеглих річок. Можливості встановлення теплових насосів варіюються від опалення будинків і багатоповерхових котеджів, готелів, пансіонатів і плавальних басейнів, до включення їх у великі громадські будівлі та промислові технології.

Багато фермерів можуть практично оптимально використовувати теплові насоси повітря/вода, використовуючи для опалення природну теплову енергію своєї худоби.

Завдяки конденсату, що виділяється в процесі теплообміну, з приміщення автоматично видаляється велика кількість вологи, а також шкідливих газів. Клімат стає набагато кращим. Встановлення теплового насоса згодом не таке вигідне, як якби його було встановлено одночасно з будівництвом будинку. Важливо пам'ятати: в існуючих будинках зазвичай вже є трубопроводи і сховища для рідкого палива, що не знижує вартість будівництва. З іншого боку, витрати в розмірі близько DM 3 000 на підготовку трубопроводу, неминучі при встановленні нового опалювального котла, не потрібні. Приміщення для зберігання рідкого палива та опалювальної печі можна використовувати як майстерню або переобладнати в сауну. Теплові насоси працюють ефективніше, коли температура води в трубах, що подають, нижча, що необхідно для розподілу тепла. Тому найефективнішими є теплі підлоги і низькотемпературні нагрівачі. Однак у старих будівлях системи підлогового опалення часто не працюють через наявну конструкцію будівлі та великі капіталовкладення. Під час розрахунку вартості необхідно також враховувати численні пільги, пропоновані компаніями. Тільки в цьому випадку можна отримати реалістичну картину витрат, необхідних для такої технології опалення.

Сонячні зерна [7] насправді є свого роду вихровими трубами, що переробляють середньотемпературне тепло у високотемпературне, а не просто передають тепло з надр Сонця у фотосферу, як вважали астрономи, будучи лише





1 – дросель; 2 – випарник; 3 – компресор; 4 – конденсатор

Рисунок 1.11 – Схема теплового насоса

Він також існує, хоча споживання енергії, необхідне для роботи теплового насоса, зазвичай у кілька разів менше, ніж тепла енергія, яку він "перекачує". Це пристрої, які перетворюють усе тепло, отримане від джерел тепла, таких як річки або море, на корисну роботу. Теплові насоси можуть здатися технологічною дивиною, з якою рідко хто стикається. Насправді звичайні побутові холодильники теж є тепловими насосами. Теплові насоси "викачують" тепло з морозильної камери і передають його на трубчасту решітку (радіатор) у задній частині холодильника, роблячи його більш теплим, а інколи й більш гарячим.

Охолоджуючи морозильну камеру, холодильник нагріває приміщення, в якому знаходиться, тому в холодну пору року побутові холодильники також слугують джерелом тепла для приміщення. Однак це тепло виробляється тільки за рахунок перетворення електроенергії, споживаної холодильником. Однак якщо холодильник занурити в річку, то він починає охолоджувати річкову воду, що протікає через морозильну камеру. Радіатор холодильника починає виробляти набагато більше теплової енергії, ніж споживає електродвигун холодильника з розетки. На перший погляд, ККД пристрою становить понад 100 %.

Насправді закон збереження енергії не порушується. Енергія, що надходить від двигуна компресора в систему (і, врешті-решт, у радіатори), компенсується тепловою енергією, яку холодильна система забирає у річкової води, нагріваючи

морозильну камеру і запобігаючи її замерзанню. Холодильна система починає "перекачувати" тепло з річки в радіатори. Це відбувається, навіть якщо вода в річці дуже холодна, а радіатори в кімнаті гарячі. Іншими словами, як кажуть інженери-теплотехніки, енергія передається від джерела тепла з низьким потенціалом до джерела тепла з високим потенціалом. Таким чином, холодильник, призначений для охолодження продуктів у морозильній камері, перетворюється на тепловий насос, який обігріває кімнату теплом річки, навіть узимку, коли річка вкрита льодом.

Схема такого простого теплового насоса показана на малюнку 1.

Ефективність цього методу виражається у вигляді коефіцієнта перетворення тепла або теплового коефіцієнта.

$$K_t = q_1/q_0 = (q_0 + q_2)/q_0, \quad (1.1)$$

де  $q_2$  - кількість тепла, що забирається від низькопотенційного джерела тепла (річки);

$q_0$  - кількість тепла, що підводиться компресором до приводу теплового насоса;

$q_1$  - кількість тепла, що передається від робочого тіла насоса до високопотенційного споживача (радіатора).

Очевидно, що коефіцієнт нагріву  $K_t$  більший за 1. У холодильній техніці це відношення ( $q_0/q_1$ ) називається холодильним коефіцієнтом (де  $T_1$  і  $T_2$  температури точок за Кельвіном).

Наприклад, розрахуємо ефективність теплового насоса, що опалює будинок річковим теплом взимку, коли температура води під льодом річки становить лише  $3^\circ\text{C}$ . Температура внутрішнього водогрійного елемента має бути  $T_1 = 70^\circ\text{C}$ , тобто не надто гарячою, щоб обпекти руки, але достатньо теплою, щоб нагріти повітря в приміщенні. Холодильний коефіцієнт дорівнює  $K_t = (273 + 3) / (70 - 3) = 4,1$ .

Це означає, що тільки п'ята частина тепла від радіаторів у будинку надходить від компресора теплового насоса (який споживає електрику і дизельне паливо), а 80 % тепла надходить від річки. Прибуток. - Тим паче зараз, коли дизельне паливо (як і інші види палива) стає дедалі дорожчим і дефіцитнішим, а електрика - дедалі дорожчою.

Це вигідно не тільки з точки зору економії палива. Ще одна перевага використання таких систем опалення в тому, що вони не забруднюють довкілля продуктами згорання, а очищають надлишкове тепло від річкової води. Адже "теплове забруднення" річок і озер побутовими та стічними тепловими стоками заводів і теплових електростанцій з кожним роком стає дедалі помітнішим. ....

Чому ж теплові насоси складніші за звичайні котельні? Погляньте на конструкцію побутових холодильників. Фреон (або аміак) - це холодоагент (робоча рідина), який стискається в одній частині холодильника (компресор) і випаровується в іншій (холодильна сорочка). На випаровування скрапленого газу витрачається тепло, що відводиться від морозильної камери, тому випаровування створює холод. Під час стиснення і зрідження газу компресором також виділяється тепло, яке передається радіатору за задньою стінкою холодильника. Коли робоча рідина змушена циркулювати від випарника до компресора, тепло передається від холодної морозильної камери до гарячого радіатора.

У такій системі робоча рідина (холодоагент) повинна мати температуру кипіння нижчу за кімнатну (точніше, нижчу за температуру, яку необхідно створити в морозильній камері). Тому як робочу рідину використовують фреон або аміак із низькою температурою кипіння (криогенний).

Перші теплові насоси, призначені для цілорічного обігріву будинків, також використовували той самий токсичний аміак в одній системі. Однак вони вимагали набагато більше аміаку, ніж побутові холодильники. І вся ця криогенна економіка - справа складна, небезпечна і дорога. Набагато простіше подати дрова або вугілля у звичайну топку котельні. Паливно-енергетичний комплекс розвивався таким чином, що підривав екологію планети. Зараз цей розвиток



насоси, що працюють без фазових переходів, у принципі також можливі. Наприклад, якщо газоподібна робоча рідина (наприклад, повітря) в теплообміннику, що відбирає тепло від річки, має температуру  $T_1$  нижче  $0^\circ\text{C}$ , її можна нагріти тут до вищої температури (але нижче за температуру річкової води) за рахунок тепла річкової води. Коли цей газ стискається компресором, він нагрівається до температури  $T_2$ , оскільки робота компресора, витрачена на стиснення, перетворюється на тепло. У високотемпературному теплообміннику, в який компресор подає цей стиснений газ, тепло передається від газу до води в сорочці охолодження, і нагрітий газ використовується, наприклад, для нагрівання батареї гарячої води в будинку. Після того як високий тиск стисненого робочого газу знижується до більш низького, його температура знижується до вихідного значення (нижче  $0^\circ\text{C}$ ), і газ знову прямує замкненим контуром у низькотемпературний теплообмінник, занурений у річку.

Такі теплові насоси теж працюють, але менш ефективно, ніж ті, що засновані на фазових переходах робочої рідини. Зрозуміло, що такі теплові насоси ефективні тільки для газів і не працюють для рідин, які практично нестисливі.

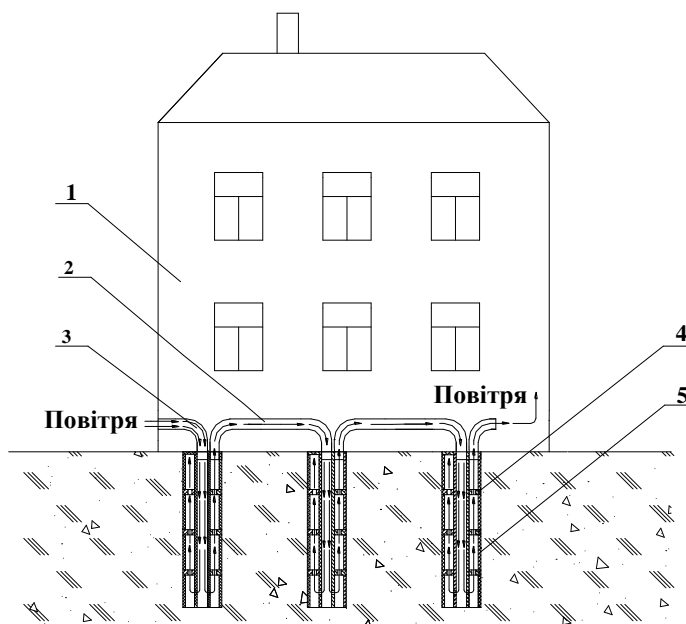
Висновок до розділу 1.

Під час пошуку інформації було розглянуто сучасні системи опалення приміщень, робота яких ґрунтується на спалюванні енергоресурсів, що мають згубний вплив на навколишнє середовище. Розроблення нових енергозберігаючих та екологічно чистих систем опалення та охолодження приміщень є важливим напрямком для вирішення цієї проблеми.

## 2. РОЗРОБКА ПРИРОДНОЇ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ТА ОХОЛОДЖЕННЯ ПРИМІЩЕНЬ

### 2.1 Розробка конструкції природної системи опалення та охолодження приміщень

У міру розвитку науково-технічного рівня людства проблема збереження природних ресурсів стає дедалі серйознішою. Згодом запаси невідновлюваної енергії скорочуватимуться, а частка відновлюваної енергії у світовому енергетичному балансі неминуче зростатиме.

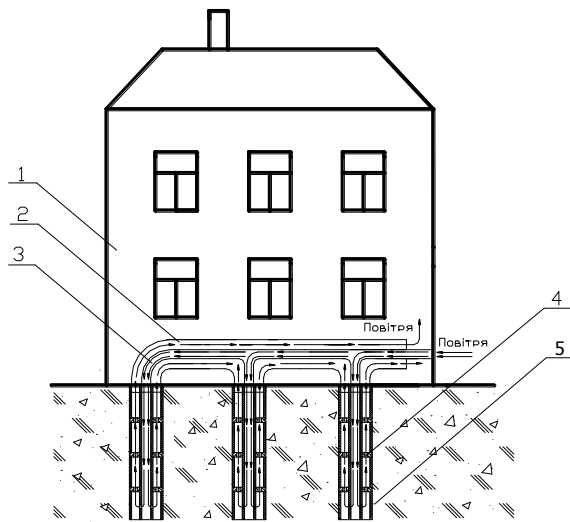


1... Усередині приміщення, 2... Витяжний канал, 3... Витяжний повітропровід, 4... Дисковий затискач, 5... Теплообмінник

Рис. 2.1 - Схема системи природного опалення та охолодження з послідовно з'єднаними теплообмінниками:

Необхідність переходу людства на нові види енергії продиктована також





1 – приміщення; 2 – нагнітаючий повітропровід; 3 – витяжний повітропровід; 4 – дискові фіксатори; 5 – теплообмінник

Рисунок 2.2 - Схема природної системи опалення та охолодження приміщень з паралельно з'єднаними теплообмінниками

Цю систему можна використовувати і для охолодження приміщень. Наприклад, влітку гаряче повітря з температурою  $35^{\circ}\text{C}$  може бути охолоджене до  $25-27^{\circ}\text{C}$  завдяки тому самому теплообміну з шаром ґрунту і спрямоване в будинок. Це еквівалентно роботі кондиціонера і не вимагає витрат енергії на охолодження повітря.

Цю систему можна використовувати і для охолодження приміщень. Наприклад, влітку гаряче повітря з температурою  $35^{\circ}\text{C}$  може бути охолоджене до  $25-27^{\circ}\text{C}$  шляхом того ж теплообміну з ґрунтовим шаром і подане в будинок.

Тепер давайте докладніше розглянемо процес проектування і встановлення теплообмінника.

Встановлення теплообмінника в пропонованій системі складається з таких етапів

- 1) Буріння отвору в землі на задану глибину (а на рис. 2.3);
- 2) установлення кілець в отвори та розділення їх дисковими затискачами (мал. 2.3, б і в); і

3) встановити нагнітальний повітропровід в отвір у дисковому фіксаторі (рис. 2.3, г).

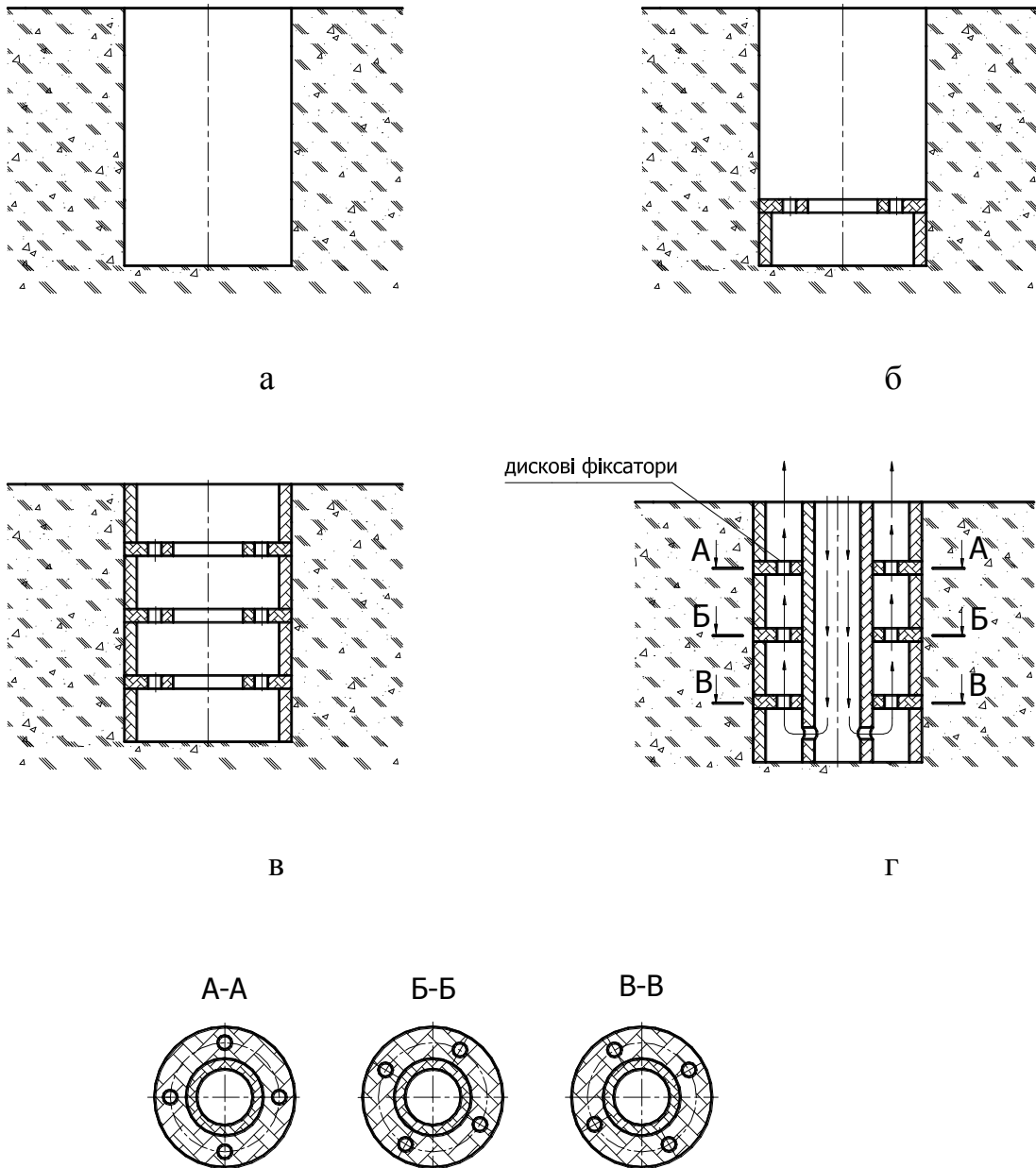


Рисунок 2.3 – Схема послідовності монтажу теплообмінника

За умови постійної роботи пропонованої системи можна забезпечити якісну, просту в установці та екологічно чисту вентиляцію високоізольованих і герметичних будівель із мінімальним споживанням енергії.

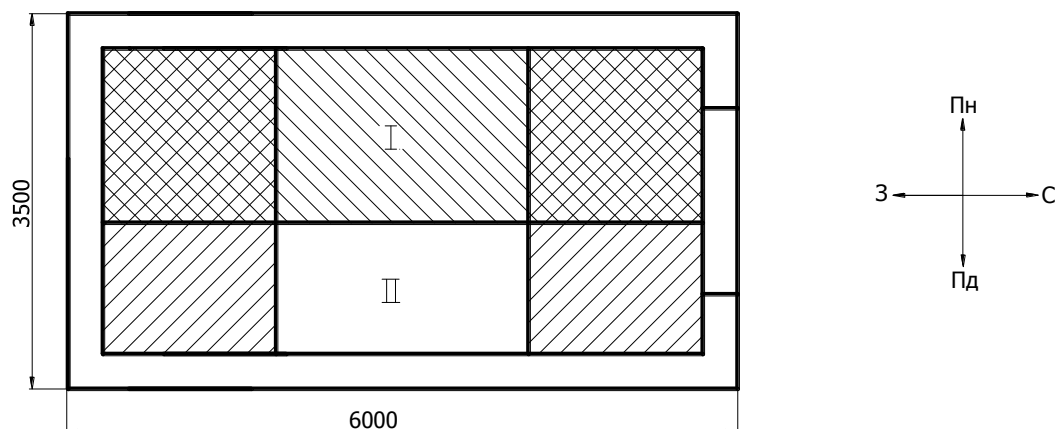
## 2.2 Оцінка наявності теплової енергії на поверхні

### 2.2.1 Розрахунок тепловтрат у приміщеннях

Для визначення тепловтрат у приміщеннях на першому поверсі будівлі було визначено попередні умови експлуатації огорожувальних конструкцій.

Стіни будівлі виконані з глиняної цегли густиною  $1\ 200\ \text{кг/м}^3$  (рис. 2.4), товщиною  $\delta_{c1} = 0,25\ \text{м}$  (зовнішні) і  $\delta_{c2} = 0,07\ \text{м}$  (внутрішні), і розчину (пісок, вапно і цемент) густиною  $1\ 700\ \text{кг/м}^3$  і товщиною  $\delta_{шт} = 0,02\ \text{м}$ . Двері утеплені пінополістиролом товщиною  $\delta_{р} = 0,03\ \text{м}$  і розміром  $(3\ 2,7)$  м. Підлога не ізолювана і розташована безпосередньо на ґрунті. Стеля являє собою бетонну плиту, ізолювану скловатою і покриту покрівельним матеріалом. Висота приміщення становить  $H = 2\ \text{м}$ . Вологість повітря приймається нормальною.

Зовнішні стіни:  $\alpha_n$  - коефіцієнт теплопередачі від зовнішньої поверхні огороження до навколишнього повітря,  $\alpha_n = 23,26\ \text{Вт/}(\text{ }^\circ\text{C)}$ ;  $\alpha_{in}$  - коефіцієнт теплопередачі від внутрішнього повітря до внутрішньої поверхні огороження,  $\alpha_{in} = 8,72\ \text{Вт/}(\text{ }^\circ\text{C)}$ ;  $\lambda_c$  - теплопровідність цегли,  $\lambda_c = 0,52\ \text{Вт/}(\text{ }^\circ\text{C)}$ ;  $\lambda_{st}$  - теплопровідність штукатурки,  $\lambda_{st} = 0,8\ \text{Вт/}(\text{ }^\circ\text{C)}$ ; теплопровідність пінополістиролу,  $\lambda_{п} = 0,035\ \text{Вт/}(\text{ }^\circ\text{C)}$ ;  $n$  - поправочний коефіцієнт для розрахункового перепаду температур,  $n = 1$  [8];



Скорочене позначення структурних огорожень: w.w. - зовнішня стіна; i.w. - внутрішня стіна; s.d. - одинарні розпашні двері; p. - підлога; f.i., f.ii. - зона підлоги відповідно.

Рис. 2.4 Вид у плані на приміщення

Основні тепловтрати.

$$Q, (2.1)$$

де  $F$  - розрахункова поверхня огороження;

- де  $F$  - розрахункова температура поверхні огорожувальної конструкції, = + 9 °С; = - 1 °С.

$R$  - опір теплопередачі корпусу, ( )/Вт;

а) Опір і коефіцієнт теплопередачі W.S. - Північ

$$R_{3.C.північ} = \frac{1}{\alpha_{в}} + \frac{\delta_{ц}}{\lambda_{ц}} + \frac{\delta_{шт}}{\lambda_{шт}} + \frac{1}{\alpha_{н}}; \quad (2.2)$$

$$R_{3.C.північ} = \frac{1}{8.72} + \frac{0.02}{0.08} + \frac{0.07}{0.52} + \frac{1}{23.26} = 0.48 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}.$$

$$K = \frac{1}{R}; \quad (2.3)$$

$$K_{3.C.північ} = \frac{1}{R_{3.C.північ}} = \frac{1}{0.48} = 2.08 \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

б) опір та коефіцієнт теплопередачі З.С. – захід за формулами (2.2) та (2.3)

$$R_{3.C.захід} = \frac{1}{8.72} + \frac{0.25}{0.52} + \frac{0.02}{0.08} + \frac{1}{23.26} = 0.66 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт};$$

$$K_{3.C. \text{ захід}} = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{0.48} = 1.51 \frac{1}{0.66} = 1.51 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

в) опір та коефіцієнт теплопередачі підлоги (рисунок 12 )

$$R_I^I = 2.15 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}; R_{II}^{II} = 4.3 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт} [10];$$

$$\text{I зона } K_1 = \frac{1}{R_I^I} = \frac{1}{2.15} = 0.46 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\text{II зона } K_2 = \frac{1}{R_{II}^{II}} = \frac{1}{4.3} = 0.23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

г) опір та коефіцієнт теплопередачі одинарних дверей

$$R_{O.D.} = \frac{1}{\alpha_B} + \frac{\delta_{\Pi}}{\lambda_{\Pi}} + \frac{1}{\alpha_H} = \frac{1}{8.72} + \frac{0.03}{0.035} + \frac{1}{23.26} = 1 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}; \quad (2.4)$$

$$K_{O.D.} = \frac{1}{R_{O.D.}} = \frac{1}{1} = 1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

д) опір та коефіцієнт теплопередачі перекриття

$$R = \frac{1}{\alpha_B} + \frac{\delta_{\Pi\Gamma}}{\lambda_{\Pi\Gamma}} + \frac{\delta_{\Gamma\delta}}{\lambda_{\Gamma\delta}} + \frac{\delta_{\Gamma\text{ВТ}}}{\lambda_{\Gamma\text{ВТ}}} + \frac{1}{\alpha_H}; \quad (2.5)$$

$$R_{\Pi} = \frac{1}{8.72} + \frac{0.2}{1.75} + \frac{0.02}{0.15} + \frac{0.04}{0.04} + \frac{1}{23.26} = 1.28 (\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт};$$

$$K_{\Pi} = \frac{1}{R_0} = \frac{1}{1.28} = 0.78 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Основні втрати теплоти приміщення  
за формулою (2.1) :

а) для Н.С. – північ

$$Q_{\text{З.С.північ}} = [12 \cdot 10 / 0.48] \cdot 10^{-3} = 0.25 \text{ кВт}.$$

б) для Н.С. – захід

$$Q_{\text{З.С.захід}} = [7 \cdot 10 / 0.66] \cdot 10^{-3} = 0.1 (\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт}.$$

в) одинарні двері

$$Q_{\text{О.Д.}} = [5.4 \cdot 10 / 1] \cdot 10^{-3} = 0.05 (\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт}.$$

г) перекриття

$$Q_{\Pi} = [21 \cdot 10 / 1.28] \cdot 10^{-3} = 0.16 (\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт}.$$

д) підлога

$$Q_{\text{П.Д.І}} = [24.4 \cdot 10 / 2.15] \cdot 10^{-3} = 0.11 (\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт};$$

$$Q_{\text{ПД.П}} = [2.04 \cdot 10 / 4.3] \cdot 10^{-3} = 0.004 (\text{м}^2 \cdot \text{К}) / \text{Вт}.$$

Розрахункові теплові витрати через огороження

$$\Sigma Q = Q \cdot k, \quad (2.6)$$

де  $k$  – поправочний коефіцієнт,  $k_{\text{з.с.}} = 1.15$ ;  $k_{\text{о.д.}} = 1.1$  [9].

а) зовнішні стіни

$$\Sigma Q_{\text{з.с.північ}} = Q_{\text{з.с.північ}} \cdot k_{\text{з.с.}} = 0.25 \cdot 1.15 = 0.28 \text{ кВт};$$

$$\Sigma Q_{\text{з.с.захід}} = Q_{\text{з.с.захід}} \cdot k_{\text{з.с.}} = 0.1 \cdot 1.15 = 0.12 \text{ кВт}.$$

б) двері одинарні за формулою (2.6)

$$\Sigma Q_{\text{О.д.}} = Q_{\text{О.д.}} \cdot k_{\text{О.д.}} = 0.05 \cdot 1.1 = 0.06 \text{ кВт}.$$

в) перекриття

$$\Sigma Q_{\text{П}} = Q_{\text{П}} = 0.16 \text{ кВт}.$$

г) підлога

$$\Sigma Q_{\text{ПД.І}} = Q_{\text{ПД.І}} = 0.0008 \text{ кВт};$$

$$\Sigma Q_{\text{ПД.П}} = Q_{\text{ПД.П}} = 0.088 \text{ кВт}.$$

Усі розраховані дані слід занести в Додаток 5.

### 2.2.2 Оцінка теплоємності поверхневого шару ґрунту

Для того щоб підвищити температуру різних об'єктів на одну й ту саму величину, до кожного з них необхідно підвести різну кількість тепла.

Кількість тепла, необхідна для підвищення температури об'єкта на  $1^{\circ}\text{C}$ , називається теплоємністю  $C$  цього об'єкта.

Дослідження показали, що кількість тепла  $Q$ , необхідна для нагрівання об'єкта від початкової температури до заданого значення, пропорційна його масі та різниці температур і залежить від природи матеріалу, з якого він складається.

Теплоємність ґрунту визначається за таким рівнянням:

$$Q = c \cdot m \cdot (t_2 - t_1), \quad (2.7)$$

де  $c$  – питома теплоємність ґрунту,  $c = 1 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{К)}$ ;

$m$  – маса  $1 \text{ м}^3$  ґрунту;

$t_2, t_1$  – температура відповідно шарів ґрунту та навколишнього повітря,  $t_2 = +9^{\circ}\text{C}$ ;  $t_1 = -1^{\circ}\text{C}$ .

$$m = \rho \cdot V, \quad (2.8)$$

де  $\rho$  – питома густина ґрунту,  $\rho = 1500 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ;

$V$  – об'єм ґрунту,  $V = 1 \text{ м}^3$ .

$$m = 1500 \cdot 1 = 1500 \text{ кг};$$

$$Q = 1 \cdot 1500 \cdot (9 + 1) = 15000 \text{ кДж.}$$

## Висновки до другого розділу.

Для демонстрації ефективності використання теплової енергії поверхневого шару ґрунту було розроблено систему природного опалення та охолодження ділянки.

Згідно з даними, отриманими в результаті розрахунків, кількість тепла, одержуваного від одного поверхневого шару ґрунту, можна сказати, у п'ять разів перевищує теплоспоживання приміщення, температуру в якому необхідно підвищити.

|    |     |         |        |      |                      |     |
|----|-----|---------|--------|------|----------------------|-----|
|    |     |         |        |      | МРМА 23.00.00.000 ПЗ | Арк |
| Зм | Арк | № докум | Підпис | Дата |                      | 46  |





Зворотна величина коефіцієнта теплопередачі  $k$  називається термічним опором.

$$R = \frac{\Delta T}{q}, \quad (3.2)$$

де  $T$  – характерний температурний напор, К;

$q$  – густина теплового потоку, Вт/м<sup>2</sup>.

Зручно віднести тепловий потік циліндричної стінки до одиниці довжини циліндра (наприклад, труба з багатошаровою циліндричною ізоляцією).

$$q^* = 2\pi \cdot (T_1 - T_2) \cdot [1 / (\alpha \cdot R + (1 / \lambda^*) / R) + \ln R]^{-1}, \quad (3.3)$$

де  $\lambda^*$  – теплопровідність стінки;

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі.

У випадку з плоскими стінами товстіші стіни, наприклад, завдяки використанню більш теплопровідних матеріалів, завжди зменшуватимуть тепловий потік за інших рівних умов. Циліндрична ізоляція зменшує тепловий потік тільки в тому разі, якщо

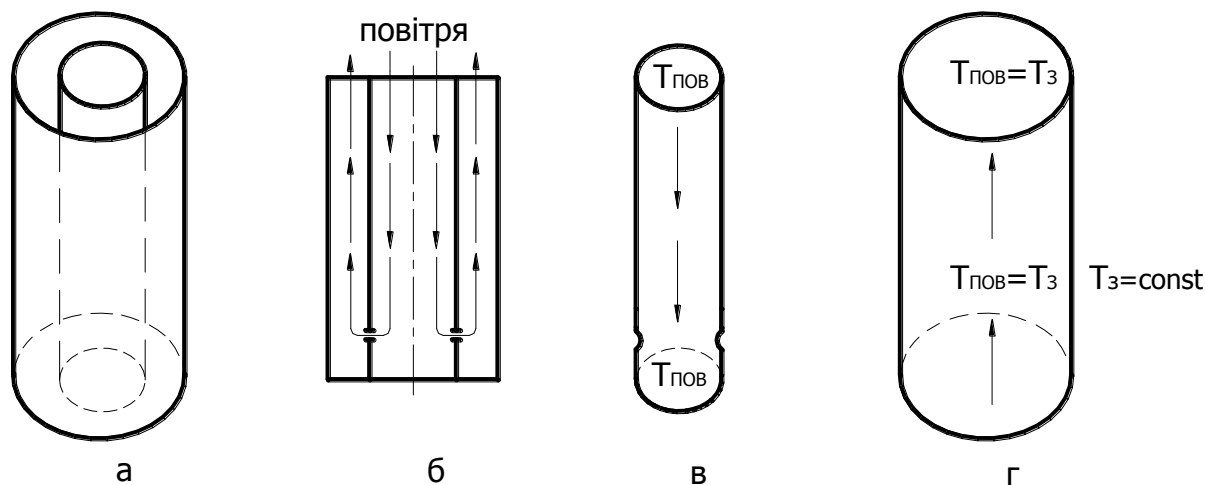
$$\lambda_{із} / \alpha < R_{із}. \quad (3.4)$$

Якщо ця умова не виконується, тепловий потік із трубопроводу збільшується. У цих рівняннях радіус кожного шару дорівнює  $m$ ;  $r_1$  - внутрішній і зовнішній радіус труби;  $R$  - зовнішній радіус багатошарової ізоляції трубопроводу.

Максимальний тепловий потік через циліндричну ізоляцію виникає за таких умов.

$$\lambda_{із} = \alpha_2 / R_{із}. \quad (3.5)$$

Щоб оцінити потужність і продуктивність системи природного опалення та охолодження на майданчику (а на рисунку 4.1) за допомогою нульового наближення, зроблено такі припущення



а – система в загальному вигляді; б – принципова схема роботи системи; в – нагнітаючий повітропровід; г – витяжний повітропровід

Рисунок 3.1 – Схема оцінки теплообміну для системи опалення (охолодження) приміщень

1) температура  $T_r$  повітря, що надходить із навколишнього середовища через нагнітальний канал (рис. 4.1, в) на задану глибину ґрунту, не змінюється, тому що його швидкість досить велика, що не дає змоги передати тепло нагрітому повітрю у витяжному каналі;

2) температура повітря на виході з витяжного каналу (рис. 4.1, г) приймається такою, що дорівнює температурі ґрунту  $T_p = T_g$ , оскільки немає втрат тепла через стінку каналу, температура ґрунту та самої стінки є сталою ( $8-10^\circ\text{C}$ ) у разі зміни її висоти, а теплопровідність ґрунту ідеальна.

### 3.1.2 Розрахунок теплового потоку у витяжних повітропроводах

$$Q = \frac{Q^*}{t} = k \cdot (T_1 - T_2) \cdot F, \quad (3.6)$$

де  $Q^*$  – кількість теплоти, що віддається ґрунтом ;

$t$  – час протікання процесу;

$k$  – коефіцієнт теплопередачі;

$T_1, T_2$  – характерні температури гріючого середовища та середовища, що обігрівається,  $T_1 = +9 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_2 = -1 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

$F$  – розрахункова площа поверхні теплообмінника:

$$F = 2\pi \cdot R \cdot h, \quad (3.7)$$

де  $R_n$  – радіус витяжного повітропроводу,  $R = 0.2 \text{ м}$ ;

$h$  – висота повітропроводу,  $h = 2 \text{ м}$ .

$$F = 2 \cdot 3.14 \cdot 0.2 \cdot 2 = 2.51 \text{ м}^2;$$

$$k = \frac{1}{R^*}, \quad (3.8)$$

де  $R^*$  – опір теплопередачі:

$$R^* = \frac{F}{2\pi \cdot h \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{2h}{R}, \quad (3.9)$$

де  $\lambda$  – теплопровідність ґрунту,  $\lambda = 1.15 \text{ Вт/м}^2$ .

$$R^* = \frac{2.51}{2 \cdot 3.14 \cdot 2 \cdot 1.15} \cdot \ln \frac{2.2}{0.2} = 0.51 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт};$$

$$k = \frac{1}{0.51} = 1.96 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$Q = 1.96 \cdot (9 + 1) \cdot 2.51 = 49 \text{ Вт.}$$

### 3.1.3 Розрахунок теплового потоку в нагнітальному повітропроводі

Згідно з наведеними вище рівняннями, для діаметрів  $m$  0,15; 0,20; 0,25.

а) Тепловий потік у нагнітальному повітропроводі діаметром 0,15 м

$$F = 2 \cdot 3.14 \cdot 0.075 \cdot 2 = 0.942 \text{ м}^2;$$

$$R^* = \frac{0.942}{2 \cdot 3.14 \cdot 2 \cdot 1.15} \cdot \ln \frac{2.2}{0.075} = 0.258 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт};$$

$$k = \frac{1}{0.258} = 3.875 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$Q = 3.875 \cdot (9 + 1) \cdot 0.942 = 36.5 \text{ Вт.}$$

б) тепловий потік в нагнітаючому повітропроводі діаметром 0,2 м

$$F = 2 \cdot 3.14 \cdot 0.1 \cdot 2 = 1.256 \text{ м}^2;$$

$$R^* = \frac{1.256}{2 \cdot 3.14 \cdot 2 \cdot 1.15} \cdot \ln \frac{2.2}{0.1} = 0.31 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт};$$

$$k = \frac{1}{0.31} = 3.22 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$Q = 3.22 \cdot (9 + 1) \cdot 1.256 = 40.484 \text{ Вт.}$$

в) тепловий потік нагнітаючого повітропроводу діаметром 0.25 мм

$$F = 2 \cdot 3.14 \cdot 0.125 \cdot 2 = 1.57 \text{ м}^2;$$

$$R^* = \frac{1.57}{2 \cdot 3.14 \cdot 2 \cdot 1.15} \cdot \ln \frac{2 \cdot 2}{0.25} = 0.277 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт};$$

$$k = \frac{1}{0.27} = 3.703 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$Q = 3.703 \cdot (9 + 1) \cdot 1.57 = 58.137 \text{ Вт.}$$

### 3.1.4 Оцінка швидкості вітру за геометричними параметрами системи

Для забезпечення максимальної ефективності пропонованої системи необхідно визначити, як змінюється швидкість вітру в системі під час зміни геометричних параметрів системи.

Тут діаметри повітропроводів становлять  $m$ : 0,15; 0,2; 0,25 відповідно.

Відповідно до закону збереження маси

$$S_1 \cdot U_1 = S_2 \cdot U_2 = Q_C = \text{const}, \quad (3.10)$$

де  $Q_C$  – об'ємні витрати повітря у повітропроводі,  $Q_C = 0.035 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$ .

$$Q_c = \frac{V}{t}, \quad (3.11)$$

де  $V^*$  – об'єм приміщення;

$t$  – час нагрівання приміщення,  $t = 20$  хв.

$$V = F^* \cdot H, \quad (3.12)$$

де  $F^*$  – площа приміщення,  $F = 21 \text{ м}^2$ ;

$H$  – висота приміщення,  $H = 2$  м.

$$V = 21 \cdot 2 = 42 \text{ м}^3;$$

$$Q_c = \frac{42 \text{ м}^3}{20 \text{ хв}} = 0.035 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} = 0.035 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

$$U = \frac{Q_c}{S}, \quad (3.13)$$

де  $S$  – площа перерізу нагнітаючого повітропроводу

$$S = \pi R^2, \quad (3.14)$$

де  $R$  – радіус нагнітаючого повітропроводу.

Швидкість руху повітря у повітропроводі діаметром 0.15 м:

$$S = 3.14 \cdot 0.075^2 = 0.017 \text{ м}^2;$$

$$U = \frac{0.035}{0.017} = 2 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Швидкість руху повітря у повітропроводі діаметром 0.2 м:

$$S = 3.14 \cdot 0.1^2 = 0.031 \text{м}^2;$$

$$U = \frac{0.035}{0.031} = 1.1 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Швидкість руху повітря у повітропроводі діаметром 0.25 м:

$$S = 3.14 \cdot 0.125^2 = 0.049 \text{м}^2;$$

$$U = \frac{0.035}{0.049} = 0.7 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

### 3.1.5 Розрахунок потужності електродвигуна вентилятора

$$N_{\text{ел}} = \rho \cdot V \cdot g \cdot U, \quad (3.15)$$

де  $\rho$  – густина повітря,  $\rho = 1.2 \text{ кг / м}^3$ ;

$V$  – об'єм повітропроводу;

$g$  – прискорення вільного падіння,  $g = 9.8 \text{ м / с}^2$ ;

$U$  – швидкість руху повітря.

$$V = S \cdot h, \quad (3.16)$$

де  $h$  – глибина повітропроводу,  $h = 2 \text{ м}$ ;

Розрахуйте потужність двигуна вентилятора, що забезпечує швидкість повітря в нагнітальному каналі в м/с за наведеними вище рівняннями відповідно: 2; 1,1; 0,7.

а) Розрахункова потужність двигуна вентилятора за швидкості повітря 2 м/с:

$$V = 0.017 \cdot 2 = 0.034 \text{ м}^3;$$

$$N_{\text{ел}} = 1.2 \cdot 0.034 \cdot 9.8 \cdot 2 = 0.8 \text{ Вт.}$$

б) розрахункова потужність електродвигуна вентилятора при швидкості руху повітря 1.1 м/с:

$$V = 0.0314 \cdot 2 = 0.062 \text{ м}^3;$$

$$N_{\text{ел}} = 1.2 \cdot 0.062 \cdot 9.8 \cdot 1.1 = 0.8 \text{ Вт.}$$

в) розрахункова потужність електродвигуна вентилятора при швидкості руху повітря 0.7 м/с:

$$V = 0.049 \cdot 2 = 0.098 \text{ м}^3;$$

$$N_{\text{ел}} = 1.2 \cdot 0.098 \cdot 9.8 \cdot 0.7 = 0.8 \text{ Вт.}$$

### 3.2. Аналітичні дослідження системи опалення та охолодження приміщень

Відомо [11], що кількість теплоти  $Q$  за період часу  $t$  через поверхню площі  $S$  обмежених розмірів дорівнює:

$$Q = -\lambda \cdot \int_0^{\tau} \int_{(S)} \frac{\partial T}{\partial l} \cdot dS_1 \cdot dt, \quad (3.17)$$

де  $\lambda$  – питома теплопровідність поверхні;

$\partial l$  – нормаль до ізотермічної поверхні  $S$ ;

$dS_1$  – елементарна ділянка поверхні;

$\partial T$  – температура.

Тому елемент поверхні  $\partial S$  за час  $t$  отримує з оточуючого середовища кількість теплоти:

$$Q = k \cdot (T_c - T_{\Pi}) \cdot dS \cdot dt, \quad (3.18)$$

де  $k$  – коефіцієнт теплообміну;

$T_c$  – температура середовища;

$T_{\Pi}$  – температура поверхні теплообмінника.

Якщо  $T_{\Pi} = \text{const}$  то  $k$  незалежить від температури.

$$\Delta Q = Q_2 - Q_1 = k \cdot S \cdot \int_{t_1}^{t_2} [T_c - T_{\Pi}(t)] \cdot dt. \quad (3.19)$$

При умові:

$T_{\Pi} = T_{\Pi}(x, y, z, t) = \text{const}$ ,

тоді

$$\Delta Q = Q_2 - Q_1 = k \cdot \int_{t_1}^{t_2} [T_c - T_{\Pi}(x, y, z, t)] \cdot dS \cdot dt. \quad (3.20)$$

У цьому разі необхідно розглянути розподіл температури на поверхні теплообмінника як функцію часу.

Розглянемо математичну модель (залежно від ступеня апроксимації) цієї задачі. Її можна виразити як задачу розрахунку вертикального концентричного граничного порожнистого циліндричного теплообмінника висотою  $H$ .

Завдання знаходження середньої температури  $T$  і об'єму  $V$  повітря, що виходить із теплообмінника, може бути розраховане за рівнянням (3.17), якщо тепло  $Q$  оцінено.

Для цього необхідно оцінити розподіл температури  $T_r(x,y,z,t)$  на внутрішній і зовнішній поверхнях тонкостінного циліндра.

Цю задачу можна розділити на низку задач трьох типів, залежно від точності апроксимації та стану системи.

Базова математична модель має такий вигляд:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = k \cdot \left( \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial h^2} + \frac{\partial T}{\partial h} \right) + f(r, h, t). \quad (3.21)$$

$$T|_r = T^{\text{пов}}; \quad T(h, r, 0) = T^0(h, r).$$

### Наближення 1

Для врахування зміни температури теплообмінника по всій висоті, визначимо середню температуру його поверхні (рисунок 3.2):

$$T_{\text{сер}}^{\text{п}} = (T^{\text{пов}} + T^3) / 2, \quad (3.22)$$

де  $T^{\text{пов}}$  – температура повітря;

$T^3$  – температура землі.

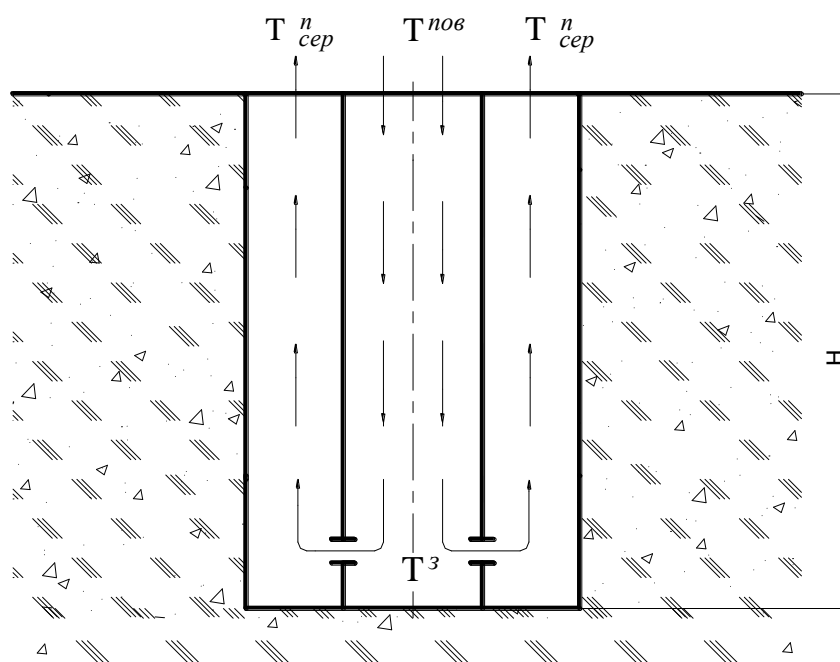


Рисунок 3.2 – Схема розподілу температур двох циліндричних тіл в ґрунтовому масиві

При умові:  $T^{\text{пов}} = \text{const}$ ;  $\lambda \text{ з} = \text{const}$ .

тоді модель має вигляд:

$$Q = \frac{Q^*}{t} = k \cdot (T_{\text{сер}}^3 - T_2) \cdot F. \quad (3.23)$$

Розраховуємо тепловий потік повітропроводів:

а) тепловий потік витяжного повітропроводу

$$R^* = \frac{2.51}{2 \cdot 3.14 \cdot 2 \cdot 1.15} \cdot \ln \frac{2.2}{0.2} = 0.51 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт};$$

$$k = \frac{1}{0.51} = 1.96 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$T_{\text{сер}}^3 = (-1 + 9) / 2 = 4^\circ \text{C};$$

$$Q = 1.96 \cdot (4 + 1) \cdot 2.51 = 24 \text{ Вт.}$$

б) тепловий потік нагнітаючого повітропроводу діаметром 0.15 м

$$F = 2 \cdot 3.14 \cdot 0.075 \cdot 2 = 0.942 \text{ м}^2;$$

$$R^* = \frac{0.942}{2 \cdot 3.14 \cdot 2 \cdot 1.15} \cdot \ln \frac{2 \cdot 2}{0.075} = 0.258 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт};$$

$$k = \frac{1}{0.258} = 3.875 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$Q = 3.875 \cdot (4 + 1) \cdot 0.942 = 17.8 \text{ Вт.}$$

в) тепловий потік в нагнітаючому повітропроводі діаметром 0,2 м

$$F = 2 \cdot 3.14 \cdot 0.1 \cdot 2 = 1.256 \text{ м}^2;$$

$$R^* = \frac{1.256}{2 \cdot 3.14 \cdot 2 \cdot 1.15} \cdot \ln \frac{2 \cdot 2}{0.1} = 0.31 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт};$$

$$k = \frac{1}{0.31} = 3.22 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$Q = 3.22 \cdot (4 + 1) \cdot 1.256 = 20.8 \text{ Вт.}$$

г) тепловий потік нагнітаючого повітропроводу діаметром 0.25 мм

$$F = 2 \cdot 3.14 \cdot 0.125 \cdot 2 = 1.57 \text{ м}^2;$$

$$R^* = \frac{1.57}{2 \cdot 3.14 \cdot 2 \cdot 1.15} \cdot \ln \frac{2 \cdot 2}{0.25} = 0.277 \text{ (м}^2 \cdot \text{К) / Вт};$$

$$k = \frac{1}{0.27} = 3.703 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$Q = 3.703 \cdot (4 + 1) \cdot 1.57 = 29 \text{ Вт.}$$

### Наближення 2

- Функція джерела тепла - це закон, заданий або досліджений експериментальними вимірюваннями температури ґрунту поблизу циліндра (рис. 3.3).

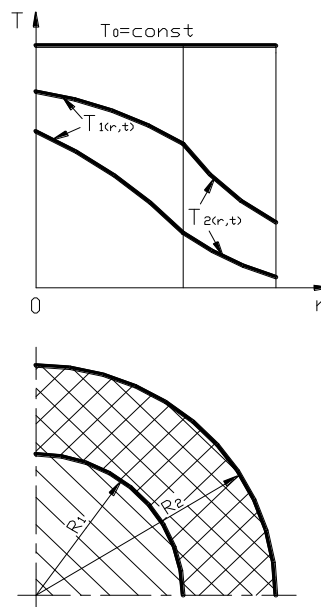


Рисунок 3.3 - Температурне поле системи двох циліндрів

Ця функція описує процес нагрівання або охолодження земної маси. Теплообмін між циліндричною оболонкою і землею підпорядковується законам Ньютона.

Граничні та початкові умови такі:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = k_1 \cdot \left( \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial h^2} + \frac{\partial T}{\partial h} \right) \quad (t > 0; 0 \leq r \leq R_1); \quad (3.24)$$

$$\frac{\partial T_2}{\partial t} = k_2 \cdot \left( \frac{\partial^2 T_2}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 T_2}{\partial h^2} + \frac{\partial T_2}{\partial h} \right) \quad (t > 0; R_1 \leq r \leq R_2); \quad (3.25)$$

$$T(r, 0, t) = T^{\text{пов}}; \quad T(r, H, t) = T^3; \quad (3.26)$$

$$T_1(r, 0) = T_2(r, 0) = T_0 = \text{const}; \quad (3.27)$$

$$T_1(R_1, t) = T_2(R_1, t); \quad \lambda_1 \cdot \frac{\partial T_1(R_1, t)}{\partial r} = \lambda_2 \cdot \frac{\partial T_2(R_1, t)}{\partial r}; \quad (3.28)$$

$$T_1(0, t) < \infty; \quad -\lambda_2 \cdot \frac{\partial T_2(R_2, t)}{\partial r} + \alpha \cdot [T_c - T_2(R_2, t)] = 0. \quad (3.29)$$

### Приблизне значення 3

У поверхневому шарі ґрунту відбувається фазовий перехід, а саме утворення льоду. Це означає, що взимку ґрунт промерзає на певну глибину залежно від температури (Рисунок 3.4).

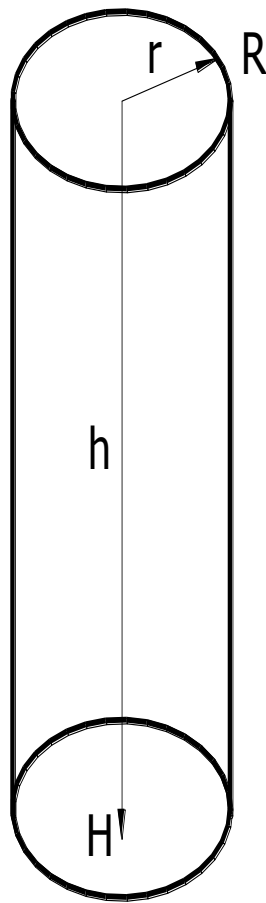


Рисунок 3.4 – Витяжний повітропровід

Розв'язується послідовно дві задачі:

1) визначення теплопровідності ґрунту при температурі повітря більше  $0^{\circ}\text{C}$   
(літом):

$$T^3 > 0.$$

2) визначення теплопровідності ґрунту при температурі повітря менше  $0^{\circ}\text{C}$   
(зимою):

$$T^3 < 0.$$

### 3.3 Розроблення автоматичних систем контролю температури в приміщенні

#### 3.3.1 Розроблення автоматичних систем контролю температури в приміщенні

В умовах сучасного виробництва температурний режим відіграє важливу роль, але це вимагає великих трудовитрат і, своєю чергою, призводить до надмірної витрати електроенергії. Вирішити цю проблему можна шляхом впровадження автоматичних систем управління (АСУ).

У багатьох випадках автоматизація дає змогу радикально поліпшити основні та допоміжні виробничі процеси. Автоматичне регулювання температури в гаражах у зимовий час забезпечує надійний запуск двигунів автомобілів, знижує знос двигуна і допомагає підтримувати сприятливий температурний режим у житлових приміщеннях.

Для автоматизації пропонованої системи використовуються термометри опору. Принцип дії термометрів опору ґрунтується на властивості металевого провідника збільшувати електричний опір під час нагрівання (рис. 4.5).

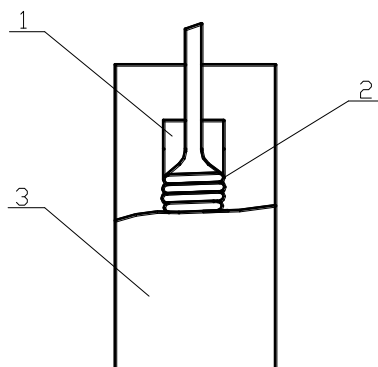


Рисунок 3.5 - Термометр опору: 1.... Провід, 2... Циліндр, 3... Захисна кришка

Система працює таким чином (рис. 4.5).

Коли температура повітря в приміщенні взимку становить  $+9^{\circ}\text{C}$ , у ланцюг електричного моста, у кронштейні якого розміщено термометр опору, подається напруга. Рівновага досягається, коли опір, укладений у плечі моста, дорівнює -  $R_1 - R_3 = R_2 - R_4$  (рис. 3.6), а вхідна напруга на амперметрі дорівнює нулю.

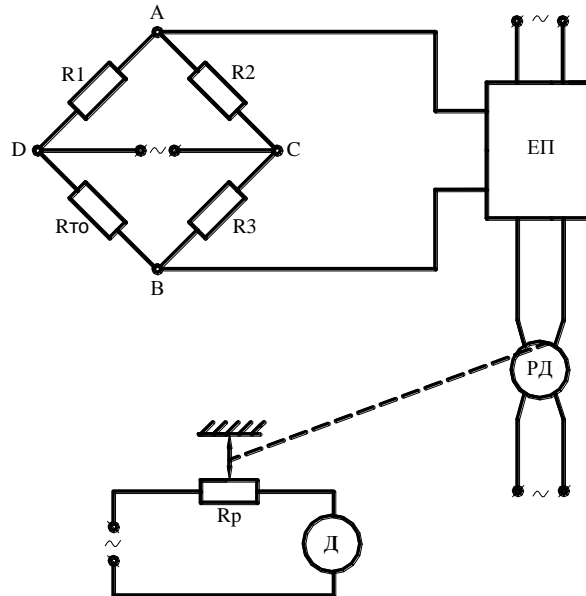


Рисунок 3.6 - Принципова схема автоматичного регулятора температури в приміщенні

У цьому випадку на виходах А і В немає напруги, і електричний підсилювач ЕР не отримує сигналу. У результаті реверсивний двигун RD, що керує положенням реохолуду, стоїть на місці й підтримує швидкість обертання двигуна вентилятора, необхідну для забезпечення заданого температурного режиму.

Коли температура повітря в приміщенні підвищується або знижується, електричний міст розбалансується, і на діагоналі АВ виникає напруга, яка надходить на електричний підсилювач ЕР, що, своєю чергою, живить реверсивний двигун RD. Реверсивний двигун переміщує реохордний рушій Rr доти, доки міст не прийде до рівноваги і реверсивний двигун не зупиниться, тобто встановиться задана температура в приміщенні.

Ця система автоматичного регулювання температури може також використовуватися для охолодження в літній час.

### 3.3.2 Розрахунок розмірів повітропроводів

Для підтримання постійної температури повітря в приміщенні (від +8 до +9°) з економічних міркувань слід використовувати такі значення витрати повітря.

$L = 200$ , швидкість руху повітря  $U = 2$ , діаметр нагнітального каналу  $d = 0,2$  м. Збільшення швидкості руху повітря зменшує площу поперечного перерізу і вартість повітропроводу, але збільшує витрати енергії на рух повітря.

Згідно з номограмою [12], для  $L$ ,  $U$  і  $d$  втрати тиску на тертя  $R = 0,8$  Па на метр довжини повітропроводу, а динамічний тиск у повітропроводі  $P_d = 0,5$  Па.

Визначається витрата тиску по всій довжині повітропроводу.

$$P_l = R \cdot l = 0,8 \cdot 2 = 1,6 \text{ Па}, \quad (3.30)$$

де  $l$  – довжина повітропроводу.

Визначаємо коефіцієнти місцевих опорів

$$\Sigma \xi = 2,5 [12].$$

Витрати тиску на місцеві опори

$$Z = \Sigma \xi \cdot P_d = 2,5 + 0,5 = 3 \text{ Па}.$$

Загальні витрати тиску у вентиляційній системі

$$P_{\text{в.с.}} = P_l + Z = 1,6 + 3 = 4,6 \text{ Па}.$$

### 3.3.3 Підбір вентилятора та електродвигуна

Потриманим даним:

$$1) L = 200 \frac{\text{м}^3}{\text{год}};$$

$$2) P_{\text{в.с.}} = 4.6 \text{ Па};$$

$$3) l = 2\text{м.}$$

Вибираємо вентилятор низького тиску /  $P_{\text{в.с.}} < 400 \text{ Па}$  /, згідно умовам роботи / повітря, що перемішується не має механічних домішок /.

Повний тиск, що розвиває вентилятор

$$P = P_{\text{в.с.}} + \frac{U^2 \cdot g}{2} = 4.6 + \frac{2^2 \cdot 1.2}{2} = 7 \text{ Па.}$$

Розрахункова продуктивність

$$L_{\text{в}} = K_{\text{п}} \cdot L, \quad (3.31)$$

де  $K_{\text{п}}$  – коефіцієнт, що враховує підсос чи витрати повітря,  $K_{\text{п}} = 1.1$  [12].

$$L_{\text{в}} = 1.1 \cdot 200 = 220 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

Уточнений вибір вентилятора.

Для заданих параметрів найкращі показники дає вентилятор МС № 6. На аеродинамічних характеристиках [12] обраного номера вентилятора можна знайти точку на перетині горизонтальних ліній, що відповідають продуктивності 220 і розташовані на кривій для частоти обертання колеса  $n = 170 \text{ об/хв}$ .

Тому обирається вентилятор із найбільш близькою частотою обертання.

$n = 180$  об/хв, ККД  $K_p = 0,6$ , тиск  $p = 270$  Па, кутова швидкість  $W = 5$  м/с.

Потужність на валу вентилятора дорівнює  $N = 0,8$  Вт (п. 4.5).

Потужність на валу вентилятора з урахуванням втрат у трансмісії.

$$N_{ел} = N / \eta, \quad (3.32)$$

де  $\eta = 1$  (так як вентилятор знаходиться на одному валу з електродвигуном).

$$N_{ел} = 0.8 / 1 = 0.8 \text{ Вт.}$$

Установочна потужність електродвигуна

$$N_y = K_m \cdot N_{ел}, \quad (3.33)$$

де  $K_m$  – коефіцієнт запасу потужності,  $K_m = 1.1$ .

$$N_y = 1.1 \cdot 0.8 = 0.88 \text{ Вт.}$$

Тип електродвигуна DVLV становить 1,0-2, а встановлена потужність - 1 Вт.

Таким чином, результати розрахунку задовольняють вимогам, що висуваються до систем опалення та охолодження приміщень.

Розділ 3 Висновки.

За результатами оцінки техніко-економічних показників запропонованої системи природного обігріву (охолодження) приміщень слід зазначити, що зі збільшенням геометричних розмірів повітропроводу значення теплового потоку



## ВИСНОВКИ

Під час аналізу наявних систем опалення стала очевидною необхідність економічного й екологічного переходу на нові джерела енергії природного походження.

Було розроблено енергозберігаючу та екологічно чисту систему опалення та вентиляції для житлових і промислових приміщень, що використовує теплову енергію поверхневого шару ґрунту, просту в проектуванні та монтажі.

Для підтвердження доцільності використання теплової енергії ґрунту було розраховано теплоємність ґрунту і тепловтрати приміщення в зимовий період, і з'ясувалося, що кількість тепла, одержуваного від одного ґрунту, більш ніж у п'ять разів перевищує теплоспоживання приміщення, температуру якого необхідно підвищити.

Для оцінки потужності та продуктивності запропонованої системи було визначено тепловий потік і потужність двигуна вентилятора, що циркулює повітря в системі. Розрахунки засвідчили, що кількість тепла, одержуваного від шару ґрунту в одиницю часу, становить  $Q = 98 \text{ Вт} > 0,8 \text{ Вт}$ , що перевищує потужність двигуна вентилятора майже в 50 разів, гарантуючи його рентабельність.

Проведено низку аналітичних досліджень, на основі яких розроблено математичну модель запропонованої системи для більш детального розгляду температурного поля та оцінки теплового потоку.

Для забезпечення сприятливих умов роботи обладнання та персоналу, а також для більш економічної роботи самої системи було розроблено автоматичну систему контролю температури в приміщенні.

|    |     |        |        |      |                      |  |  |  |     |    |
|----|-----|--------|--------|------|----------------------|--|--|--|-----|----|
|    |     |        |        |      |                      |  |  |  | Анк |    |
| Зм | Анк | №локум | Підпис | Дата | МРМА 23.00.00.000 ПЗ |  |  |  |     | 70 |



Підручник/ М.Г. Попович, Л.Ф. Артеменко та ін. - К: Либідь, 2004. – 352 с

13. Thermoelectric Cooling Systems. Design Guide. Marlow Industries, Inc., 1998.

14. "Основи охорони праці". В.Ц.Жидецький, О.В.Мельников.-Львів: Афіша, 2000.- 350с.

|    |     |        |        |      |                      |     |
|----|-----|--------|--------|------|----------------------|-----|
|    |     |        |        |      | МРМА 23.00.00.000 ПЗ | Анк |
| Зм | Анк | №локум | Підпис | Дата |                      | 72  |

Додаток А

|    |     |         |        |      |                      |     |
|----|-----|---------|--------|------|----------------------|-----|
|    |     |         |        |      | МРМА 23.00.00.000 ПЗ | Арк |
| Зм | Арк | № докум | Підпис | Дата |                      | 73  |